

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté des sciences appliquées
Département de génie mécanique

**Caractérisation expérimentale du comportement
vibroacoustique de plaques en matériaux
composites en vue de l'insonorisation d'une motomarine**

Mémoire de maîtrise ès sciences appliquées
Spécialité : génie mécanique

Bertrand MERCIER

Résumé

Les motomarines connaissent un très grand succès au près des consommateurs. Cette popularité grandissante est par contre gênée par des plaintes fréquentes de la part des riverains concernant le bruit émis par ces véhicules. De plus, des normes sévères pourraient venir appuyer ces mécontentements. Dans le but de conserver sa position de chef de file et de se conformer à ces futures normes, Bombardier a lancé en janvier 1995 le projet dSEABel en collaboration avec le GAUS pour réduire de 15 dB le bruit mécanique généré par les motomarines. Toutefois, les modifications apportées au véhicule ne doivent pas modifier les performances du véhicule : le défi est donc de taille.

Le projet de maîtrise, s'imbriquant dans le projet dSEABel, consistait essentiellement à développer et concevoir des structures multicouches à haut pouvoir amortissant en vue de l'insonorisation des motomarines.

La méthodologie préconisée est essentiellement basée sur l'expérimentation. Les sources d'excitation difficilement quantifiables et la structure complexe nous ont contraint à se tourner vers cette approche. Une démarche structurée comportant les éléments suivants a été utilisée :

- ☐ Simuler la perte par transmission de parois infinies.
- ☐ Caractériser le matériau composite formant la coque et la carrosserie des motomarines.
- ☐ Evaluer l'effet de l'ajout d'un viscoélastique à l'intérieur de plaques de fibre de verre/polyester.
- ☐ Quantifier et analyser l'efficacité d'un viscoélastique incorporé à la coque et à la carrosserie d'une motomarine.
- ☐ Caractériser les sources actives d'une motomarine par des mesures vibratoires et acoustiques.
- ☐ Evaluer la variabilité qui existe entre deux véhicules.

Cette démarche a éclairci bien des interrogations et a apporté des résultats riches en informations. Les principaux résultats sont les suivants :

- ❑ La perte par transmission de parois infinies est un modèle très simple qui donne de très bonnes similitudes entre les résultats expérimentaux et théoriques.
- ❑ Le composite fibre de verre/polyester se comporte comme un matériau isotrope.
- ❑ Intégrer un viscoélastique directement au matériau composite présente une excellente efficacité pour réduire les vibrations d'une plaque sur appuis simples.
- ❑ Une interaction a été notée entre le visco et un composé de la résine.
- ❑ Le visco a été testé sur un véhicule réel et il apporte une réduction d'environ 2.5 dB(A) sur la puissance rayonnée du véhicule.
- ❑ La turbine génère de niveaux de vitesses de l'ordre de 10 dB supérieurs à ceux générés par le moteur.
- ❑ Les spectres de vitesse à la turbine montrent un contenu fréquentiel qui est très important en hautes fréquences.
- ❑ Il existe une variabilité dans les excitations entre les véhicules qui devra être sérieusement prise en considération lors de la validation de solutions.

Les résultats et les analyses contenus dans ce document présentent un intérêt qui va au-delà de l'atteinte de l'objectif global du projet de maîtrise. En fait, ces résultats pourront servir de référence pour des comparaisons futures et ouvrir la voie à de nouvelles avenues à explorer. L'optimisation du traitement viscoélastique tant au point de vue de ses propriétés physiques — module de Young, épaisseur, amortissement — que de sa position sur le véhicule fait partie des aspects à approfondir.

Remerciements

C’E MÉMOIRE est le fruit de deux années de travail passées en compagnie d’une équipe hautement compétente et dans une atmosphère des plus agréable. Parmi cette équipe, j’aimerais souligner la contribution de certaines gens qui ont été une source d’inspiration et de motivation et qui méritent ma reconnaissance.

J’aimerais donc remercier :

M. Jean Nicolas , pour m’avoir accueilli au GAUS et avoir eu confiance en moi du début à la fin. Pour m’avoir épaulé, soutenu et encouragé dans les moments difficiles. Il a transformé ma méthode de travail par son sens pratique, ses conseils judicieux et son sens exceptionnel de la synthèse. Il a toujours su trouver du temps à me consacrer pour m’aider à orienter mes recherches avec professionnalisme. La relation avec M. Nicolas a été beaucoup plus qu’une simple relation directeur-étudiant, elle a été une relation privilégiée où j’ai découvert une personne formidable qui m’en a appris beaucoup plus qu’il peut le croire.

Rémy Oddo, ce grand manitou de l’expérimentation. Rémy m’a aidé à maintes reprises dans mes démêlées au laboratoire.

Christian Clavet et Martin Gagnon, duo dynamique qui m’a sauvé à plusieurs reprises par leur imagination et leur savoir-faire. Ils ont su se maintenir à flot durant des raz de marée de p’tites questions.

Olivier Foin, soutien moral et psychologue hors pair. **M. ADNR** a su égayer mes journées par son éternelle bonne humeur.

Jean-François Bilodeau, en qui j’ai découvert un ami exceptionnel et pour qui je suis très reconnaissant pour son aide. La complicité qui s’est développée entre nous restera marquée dans mes meilleurs souvenirs.

Le reste du GAUS, pour avoir contribué à créer une atmosphère de travail des plus agréable et coopérative.

Bombardier Division Sea-Doo / Ski-Doo, pour avoir fourni le financement et le matériel nécessaire lors de mes expérimentations.

Finalement, j’aimerais remercier **mes parents** et le reste de ma **famille** qui m’ont continuellement encouragé et qui ont cru en mes compétences. Leur support moral ne s’est jamais affaibli sous le poids des difficultés rencontrées.

Un grand merci à vous tous !

Table des matières

1. INTRODUCTION	1
1.1 MISE EN SITUATION	3
1.2 PROBLÉMATIQUE TECHNOLOGIQUE.....	3
1.3 PROBLÉMATIQUE SCIENTIFIQUE.....	4
1.4 LA PERTINENCE DE RECHERCHES APPROFONDIES	5
1.5 OBJECTIFS.....	6
1.6 PLAN DU DOCUMENT	7
2. ÉTAT DES CONNAISSANCES	8
2.1 INTRODUCTION	8
2.2 ASPECT TECHNOLOGIQUE : RÉDUCTION DU BRUIT D'UNE MOTOMARINE	8
2.3 ASPECT SCIENTIFIQUE.....	9
2.3.1 Mesure de la perte par transmission	9
2.3.2 Perte par transmission de parois simples infinies	11
2.3.3 Perte par transmission de parois multiples infinies	12
2.3.4 Perte par transmission en champ diffus.....	13
2.3.5 La perte par transmission de parois de dimensions finies	15
2.3.6 Les propriétés des matériaux composites	17
2.3.7 Amortissement des matériaux	19
2.3.8 Les mesures expérimentales	25
3. PERTE PAR TRANSMISSION DE PAROIS INFINIES.....	30
3.1 INTRODUCTION	30
3.2 PAROIS SIMPLES INFINIES.....	32
3.2.1 Définition du système.....	32
3.2.2 Le système d'équations.....	33
3.2.3 Expression de la perte par transmission	35
3.2.4 Interprétation des phénomènes et validation	35
3.2.5 Étude paramétrique.....	39
3.2.6 Synthèse à propos de la perte par transmission de parois infinies simples.....	45

3.3 PAROIS DOUBLES INFINIES	46
3.3.1 Définition du système	46
3.3.2 Le système d'équations.....	47
3.3.3 Expression de la perte par transmission	48
3.3.4 Interprétation des phénomènes et validation	48
3.3.5 Étude paramétrique.....	52
3.3.6 Synthèse à propos de la perte par transmission de parois infinies doubles	56
3.4 PAROIS DOUBLES AVEC ABSORBANT	57
3.4.1 Définition du système	57
3.4.2 Le système d'équations et modélisation de l'absorbant.....	57
3.4.3 Expression de la perte par transmission	60
3.4.4 Interprétation des phénomènes et validation	60
3.4.5 Étude paramétrique.....	63
3.4.6 Synthèse à propos de la perte par transmission de parois infinies doubles avec absorbant.....	64
3.5 COMPARAISON DES TROIS TYPES DE CLOISONS	65
3.6 MODÉLISATION DU CHAMP DIFFUS.....	66
3.6.1 Validation paroi simple	67
3.6.2 Validation paroi double	70
3.7 CONCLUSION	72
4. CARACTÉRISATION DE LA FIBRE DE VERRE ET AMORTISSEMENT.....	75
4.1 INTRODUCTION	75
4.2 CARACTÉRISATION DE LA FIBRE DE VERRE/POLYESTER.....	76
4.2.1 Montage et méthode de mesure.....	76
4.2.2 Résultats et analyse.....	78
4.2.3 Détermination des propriétés.....	81
4.2.4 Amortissement modal.....	84
4.2.5 Synthèse à propos des propriétés du matériau composite.....	85
4.3 AMORTISSEMENT DU COMPOSITE PAR L'AJOUT DE VISCOÉLASTIQUE — RECOUVREMENT TOTAL	85
4.3.1 Intégrer le visco à la fibre : un concept original et innovateur	85
4.3.2 Montage et méthode de mesure	87

4.3.3 Résultats et analyse.....	88
4.4 FABRICATION DE NOUVEAUX ÉCHANTILLONS	94
4.4.1 Résultats et analyse.....	94
4.4.2 Synthèse à propos de l'efficacité du visco jumelé au matériau composite.....	95
4.5 AMORTISSEMENT DU COMPOSITE PAR L'AJOUT DE VISCOÉLASTIQUE — RECOUVREMENT PARTIEL.....	98
4.5.1 Analyse théorique	98
4.5.2 Résultats et analyse.....	101
4.5.3 Localisation du visco sur la plaque.....	108
4.5.4 Analyse expérimentale.....	109
4.5.5 Synthèse à propos du recouvrement partiel.....	110
4.6 SIMULATION AVEC FORCE TYPIQUE.....	114
4.6.1 Le spectre d'excitation.....	114
4.6.2 Analyse	115
4.7 CONCLUSION	118
 5. CARACTÉRISATION DES SOURCES ACTIVES ET COMPORTEMENT VIBROACOUSTIQUE DE LA CARROSSERIE	121
5.1 MISE EN CONTEXTE ET PROBLÉMATIQUE.....	121
5.2 OBJECTIFS ET MÉTHODOLOGIE	123
5.3 VITESSES GÉNÉRÉES PAR LE GROUPE MOTOPROPULSEUR AUX POINTS DE FIXATION DE LA POMPE	124
5.3.1 Montage	124
5.3.2 Résultats : vitesses générées par le groupe motopropulseur aux points de fixation de la pompe.....	125
5.3.3 Analyses.....	129
5.3.4 Synthèse à propos de la vitesse induite dans la coque aux points de fixation de la pompe sur un véhicule en fonctionnement réel	132
5.3.5 Recommandations	133
5.4 VITESSES ENGENDRÉES CÔTÉ COQUE AU VOISINAGE DES SUPPORTS MOTEUR.....	134
5.4.1 Montage	134
5.4.2 Résultats : vitesses engendrées par le moteur, côté coque, près des plots.....	134
5.4.3 Analyse	138

5.4.4 Synthèse à propos des vitesses induites dans la coque aux supports moteur	140
5.4.5 Recommandations	140
5.5 NIVEAUX DE PRESSION ACOUSTIQUE À L'INTÉRIEUR DE LA COQUE	141
5.5.1 Montage	141
5.5.2 Résultats : niveau de pression acoustique à l'intérieur de la coque.....	142
5.5.3 Analyse	145
5.6 MESURES D'IMPÉDANCES AUX POINTS DE FIXATION DE LA TURBINE.....	146
5.6.1 Résultat : Impédance axiale.....	146
5.6.2 Analyse	148
5.6.3 Synthèse à propos de la caractérisation des sources actives.....	149
5.7 DÉFORMÉES EN FONCTIONNEMENT	150
5.7.1 Montage et méthode de mesure	150
5.7.2 Déformées en fonctionnement.....	153
5.7.3 Cartographies vibratoires des sections du GTX 95	154
5.7.4 Synthèse à propos des déformées et des cartographies vibratoires.....	157
5.8 FABRICATION DE LA COQUE ET LA CARROSSERIE CONTENANT LE VISCO	157
5.9 EFFICACITÉ DU VISCO SUR LA RÉPONSE VIBRATOIRE— MESURES AU BASSIN	161
5.9.1 Montage	161
5.9.2 Identification des sections.....	161
5.9.3 Méthode de calcul de la vitesse quadratique	162
5.9.4 Résultats : vitesses quadratiques des sections	162
5.9.5 Analyse	169
5.10 EFFICACITÉ DU VISCO SUR LA RÉPONSE ACOUSTIQUE— MESURES AU BASSIN	173
5.10.1 Montage	173
5.10.2 Résultats : Puissance rayonnée du GTX 96 standard et visco	173
5.10.3 Analyse	178
5.10.4 Synthèse à propos des mesures au bassin.....	179
5.11 EFFICACITÉ DU VISCO SUR LA RÉPONSE VIBRATOIRE— MESURES AU LABORATOIRE.....	180
5.11.1 Montage	180
5.11.2 Résultats	182
5.11.3 Analyse	186
5.12 ESTIMATION DU FACTEUR DE RAYONNEMENT — MESURES AU LABORATOIRE.....	189

5.12.1 Montage	189
5.12.2 Résultats : Facteur de rayonnement GTX visco	191
5.12.3 Analyse	192
5.12.4 Résultats : Facteur de rayonnement du GTX standard	193
5.13 PERTE PAR INSERTION.....	194
5.13.1 Définition.....	194
5.13.2 Montage	194
5.13.3 Résultats : Perte par insertion acoustique de la carrosserie du GTX 96	195
5.13.4 Analyse	195
5.13.5 Synthèse à propos des mesures au laboratoire.....	197
5.14 CONCLUSION	198
CONCLUSION.....	201
ANNEXE A Perte par transmission de parois infinies simples.....	208
ANNEXE B Perte par transmission de parois infinies doubles.....	215
ANNEXE C Essais d'impacts et visualisation de mode de la plaque de fibre de verre.....	225
ANNEXE D Propriétés physiques et mécaniques du DAYD 606 et du ISD-112.....	228
ANNEXE E Recouvrement partiel - excitation mécanique.....	229
BIBLIOGRAPHIE.....	231

Liste des figures

Figure 1.1 : Diagramme des sources et du cheminement du bruit d'une motomarine (Nicolas, 1996)	2
Figure 1.2 : Hiérarchisation des sources de bruit d'une motomarine en fonction de la fréquence, résultats obtenus en passage à 7.5 m.....	3
Figure 2.1 : Exemple d'installation pour la mesure de la perte par transmission (Metcalf et Grosveld, 1985 a).....	10
Figure 2.2 : Les deux types de traitement des surfaces par matériaux amortissants	21
Figure 2.3 : Structure caractérisée par sa fonction de transfert $H(f)$ mesurée par une excitation au point 1 et sa réponse au point 2.....	28
Figure 3.1 : Définition du système d'axes. Paroi simple, homogène orthotrope séparant deux milieux quelconques, soumise à une onde plane.	33
Figure 3.2 : Perte par transmission d'une plaque infinie en aluminium de 4 mm soumise à une onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Milieu air-air. $\eta = 10^{-4}$	36
Figure 3.3 : Comparaison des résultats obtenus par le code développé et ceux présentés dans le rapport D.E.A. pour le cas de la paroi simple.	38
Figure 3.4 : Influence de l'épaisseur de la paroi sur la perte par transmission d'une plaque infinie de fibre de verre/époxy. Onde plane à $\theta = 75^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Milieux air-air. $\eta = 10^{-2}$	39
Figure 3.5 : Influence de l'incidence de l'onde plane sur la perte par transmission d'une paroi infinie de fibre de verre/époxy d'épaisseur de 4 mm. Milieu air-air. $\phi = 0^\circ$. $\eta = 10^{-2}$	40
Figure 3.6 : Influence de l'angle ϕ sur la perte par transmission d'une plaque infinie de fibre de verre/époxy de 4 mm soumise à une onde plane à $\theta = 45^\circ$. Milieu air-air. $\eta = 10^{-2}$	41
Figure 3.7 : Influence du matériau composant la paroi infinie sur la perte par transmission. Épaisseur de 4 mm. Onde plane à $\theta = 75^\circ$ et $\phi = 45^\circ$. Milieux air-air. $\eta = 10^{-2}$	43
Figure 3.8 : Influence de la nature du milieu récepteur sur la perte par transmission d'une plaque infinie de fibre de verre de 4 mm soumise à une onde plane à $\theta = 10^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Milieu air-air et air-eau. $\eta = 10^{-2}$	44

Figure 3.9 : Définition du système d'axes. Paroi double infinie dont la cavité contient de l'air. Paroi homogène, orthotrope séparant deux milieux quelconques, soumise à une onde plane.	46
Figure 3.10 : Perte par transmission d'une plaque double infinie en fibre de verre/époxy soumise à une onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. $\eta = 10^{-2}$. Espacement = 4 mm. Épaisseur des plaques = 2 mm.	49
Figure 3.11 : Comparaison des résultats obtenus par le code développé et ceux présentés dans le rapport D.E.A. pour le cas de la paroi double. Cavité contient de l'air. $\eta = 10^{-2}$	52
Figure 3.12 : Influence de l'espacement entre les parois sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Épaisseur des plaques = 2 mm. Onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. $\eta = 10^{-2}$	53
Figure 3.13 : Influence de la dissymétrie des plaques sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Espacement = 4 cm. Onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. Épaisseur de la première plaque = 1 mm dans chaque cas. $\eta = 10^{-2}$	54
Figure 3.14 : Influence de la dissymétrie des plaques sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Espacement = 4 cm. Onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. Variation de l'épaisseur pour conserver la même masse surfacique. $\eta = 10^{-2}$	55
Figure 3.15 : Définition du système d'axes. Paroi double infinie dont la cavité contient un matériau absorbant. Paroi homogène, orthotrope séparant deux milieux quelconques, soumise à une onde plane.	57
Figure 3.16 : Perte par transmission d'une paroi double de fibre de verre/époxy avec et sans absorbant dans la cavité. Absorbant = laine de verre. Épaisseur des plaques = 2 mm. Espacement = 2 cm. $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$, $\eta = 10^{-2}$. Milieu air-air. $\sigma = 20\ 000$ MKS	61
Figure 3.17 : Comparaison entre les résultats donnés par le code développé à ceux figurant dans la publication de Panneton et al. (1995)	62
Figure 3.18 : Influence de l'imperméabilité du matériau absorbant sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Excitation par onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Épaisseur des plaques = 2 mm. Espacement = 6 cm. Milieu air-air. $\eta = 10^{-2}$	63
Figure 3.19 : Comparaison entre la perte par transmission de parois de fibre de verre/époxy. Excitation par onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Épaisseur des plaques = 2 mm. Milieu air-air. $\eta = 10^{-2}$. Espacement = 6 cm pour les parois doubles.	65

Figure 3.20 : Pour la comparaison avec des résultats expérimentaux, l'angle d'incidence maximum n'est pas 90°, mais plutôt entre 70° et 85° dû à l'aménagement physique entourant l'échantillon	67
Figure 3.21 : Comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux de plaques d'aluminium et de graphite/époxy obtenus par Roussous et al. (1984) et le code développé.	68
Figure 3.22 : Comparaison entre la perte par transmission mesurée par AÉROSPATIALE et le modèle d'une plaque infinie en champ diffus.....	69
Figure 3.23 : Comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux obtenus par Bolton et Shiau (1989) et les résultats du code développé. Paroi double d'aluminium contenant de l'absorbant dans la cavité exposée à un champ diffus.	71
Figure 4.1: Schéma du montage pour la mesure de la vitesse quadratique des plaques.....	77
Figure 4.2 : Photos illustrant le montage de lors la mesure de la vitesse quadratique. La plaque discrétisée dans son support (à gauche). Le pot vibrant lié au capteur de force par une tige (à droite).....	77
Figure 4.3 : Schéma montrant le nombre de points minimum à utiliser par longueur d'onde (λ).	78
Figure 4.4 : Vitesse quadratique expérimentale de la plaque de base (fibre de verre/polyester).....	80
Figure 4.5 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et celle obtenue avec ADNR pour des propriétés tirées de la littérature (Ayorinde et Gibson, 1995).	81
Figure 4.6 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et théorique d'une plaque en fibre de verre/polyester.....	83
Figure 4.7 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et théorique d'une plaque de fibre de verre/polyester contenant le visco DYAD-606 (recouvrement total).	89
Figure 4.8 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et théorique d'une plaque de fibre de verre/polyester contenant le visco ISD-112 (visco intégré au procédé).	91
Figure 4.9 : Comparaison entre la vitesse quadratique de la plaque de base, de la plaque avec le ISD-112 et le DYAD-606.....	93
Figure 4.10 : Comparaison de la vitesse quadratique de la plaque de fibre de verre/polyester avec le ISD-112 intégré au procédé, collé au laboratoire et le résultats théorique.....	96

Figure 4.11 : Vitesse quadratique de la plaque de base en fibre de verre/polyester comparée aux plaques contenant le visco intégré au procédé et le visco collé au labo (bandes fines et tiers d'octave)	97
Figure 4.12 : Position du recouvrement partiel étudié.....	99
Figure 4.13 : Configuration des couches dans le programme MULT.	100
Figure 4.14 : Validation de MULT avec ADNR pour un recouvrement total de visco.....	101
Figure 4.15 : Vitesse quadratique, excitation par une onde plane à 40°.....	102
Figure 4.16 : Facteur de rayonnement, excitation par une onde plane à 40°.....	104
Figure 4.17 : Puissance rayonnée, excitation par une onde plane à 40°.....	105
Figure 4.18 : Perte par transmission, excitation par une onde plane à 40°.....	106
Figure 4.19 : Disposition du visco servant à analyser l'influence de la localisation du visco.....	108
Figure 4.20 : Influence de la position du viscoélastique sur la vitesse quadratique.....	109
Figure 4.21 : Comparaison théorie-expérience pour la vitesse quadratique d'une plaque de fibre de verre/polyester avec recouvrement partiel (visco sous excitation)	111
Figure 4.22 : Comparaison théorie-expérience pour la vitesse quadratique d'une plaque de fibre de verre/polyester avec recouvrement partiel (visco opposé à l'excitation)	112
Figure 4.23 : Comparaison entre la vitesse quadratique de la plaque de base et des plaques avec recouvrement partiel.....	113
Figure 4.24 : Spectre de la force injectée à la plaque	115
Figure 4.25 : Influence du spectre d'excitation sur la vitesse quadratique d'une plaque de fibre de verre/polyester contenant un visco. Spectre de force unitaire comparé à un spectre à raies.	117
Figure 5.1 : Diagramme des sources et du cheminement du bruit d'une motomarine (Nicolas, 1996)	122
Figure 5.2 : Système d'axes et identification des boulons. Vue arrière de la face B du Sea-Doo.	125
Figure 5.3 : Vitesses au boulon 2, GTX 96 standard , 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).....	126
Figure 5.4 : Vitesses au boulon 2, GTX 96 visco, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).....	127

Figure 5.5 : Sommation des vitesses des boulons 2-3 et des directions X,Y,Z, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).....	128
Figure 5.6 : Mesures de fonctions de réponse en fréquence sur 98 véhicules ISUZU (Bernard, 1996).....	133
Figure 5.7 : Définition du système d'axes et identification des supports moteur.	134
Figure 5.8 : Vitesses côté coque près du support moteur avant , 6000 rpm , bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), GTX 96 standard.	135
Figure 5.9 : Vitesses côté coque près du support moteur avant , 6000 rpm , bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), GTX 96 visco.	136
Figure 5.10 : Vitesses aux plots du moteur côté coque, sommation des 3 plots et des directions X,Y,Z, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).....	137
Figure 5.11 : Comparaison des profils des spectres mesurés au plot avant et aux plots arrières côté coque.....	139
Figure 5.12 : Position des microphones lors des mesures de pression à l'intérieur de la coque.....	141
Figure 5.13 : Pression à l'intérieur de la coque, GTX 96 standard, 6000 rpm, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), bassin à Sherbrooke.....	142
Figure 5.14 : Pression à l'intérieur de la coque, GTX 96 visco, 6000 rpm, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), bassin à Sherbrooke.....	143
Figure 5.15 : Pression à l'intérieur de la coque, moyenne des micros avant et arrière, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).	144
Figure 5.16 : Position du capteur de force et de l'accéléromètre utilisés pour la mesure d'impédance au point de fixation #1 de la turbine, GTX 96 standard.	146
Figure 5.17 : Comparaison entre les mesures d'impédances axiales réalisées par le GAUS (GTX 96) et ROTAX (GTX 95), point de fixation #3.	147
Figure 5.18 : Impédances axiales mesurées par le GAUS aux quatre points de fixation de la turbine, GTX 96. Le montage est GAUS 1.....	147
Figure 5.19 : Photos du montage lors des mesures des déformées en fonctionnement d'un GTX 95.	151
Figure 5.20 : Identification des sections considérées lors des mesures sur le GTX 95.....	152

Figure 5.21 : Déformées en fonctionnement, section 2, 100 Hz (en haut), 300 Hz (en bas).	153
Figure 5.22 : Déformées en fonctionnement, section 3, 100 Hz (en haut), 200 Hz (en bas).	154
Figure 5.23 : Vitesse ponctuelle section 2D, 1 ^{re} harm. 100 Hz (en haut), 2 ^e harm. 200 Hz (milieu), 3 ^e harm. 300 Hz (en bas), GTX 95.....	155
Figure 5.24 : Vitesse ponctuelle section 3D, 1 ^{re} harm. 100 Hz (en haut), 2 ^e harm. 200 Hz (milieu), 3 ^e harm. 300 Hz (en bas) , GTX 95.....	156
Figure 5.25 : Etapes du procédé de fabrication des coques et carrosserie. Application du “Geal coat” à l’aide d’un robot (à droite). Opération de laminage (à gauche).	158
Figure 5.26 : Position du viscoélastique dans la coque.	159
Figure 5.27 : Position du viscoélastique dans la carrosserie.	160
Figure 5.28 : Identification des sections considérées lors des mesures.....	161
Figure 5.29 : Vitesse quadratique panneau latéral droit, section 2D, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).....	164
Figure 5.30 : Vitesse quadratique panneau latéral gauche, section 2G, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).....	165
Figure 5.31 : Vitesse quadratique du marchepied droit, section 5D, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).....	166
Figure 5.32 : Vitesse quadratique du capot, section 12, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).....	167
Figure 5.33 : Vitesse quadratique de l’arrière, section 6, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).....	168
Figure 5.34 : Identification des surfaces de mesures pour la puissance rayonnée.....	173
Figure 5.35 : Puissance rayonnée, Face 1, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).	174
Figure 5.36 : Puissance rayonnée, Face 2, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).	175
Figure 5.37 : Puissance rayonnée, Face 3, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).	176
Figure 5.38 : Puissance rayonnée globale somme des trois faces , 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d’octave (en bas).....	177

Figure 5.39 : Coque appuyée sur le chariot (à gauche) et méthode de fixation à la coque (à droite).	181
Figure 5.40 : Effets des conditions d'appuis sur la vitesse quadratique du panneau latéral droit (section 2D) GTX standard.	182
Figure 5.41 : Vitesse quadratique référencée à la force, section 2D, panneau latéral droit, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).	183
Figure 5.42 : Vitesse quadratique référencée à la force, section 12, capot, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).	184
Figure 5.43 : Montage utilisé lors des mesures acoustiques au laboratoire.....	190
Figure 5.44 : Facteur de rayonnement estimé à partir de la puissance rayonnée et de la vitesse quadratique référencées à la force injectée, mesures au laboratoire, GTX 96 visco.	191
Figure 5.45 : Facteur de rayonnement estimé à partir de la puissance rayonnée et de la vitesse quadratique référencées à la force injectée, mesures au laboratoire, GTX 96 standard	193
Figure 5.46 : Définition de la perte par insertion.....	194
Figure 5.47 : Perte par insertion mesurée au laboratoire, GTX 96 standard et visco, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).....	196
 Figure C- 1 : Exemple de fonction de transfert obtenue lors d'un essai d'impact sur une plaque de fibre de verre/polyester sur appuis simples. Dimensions: 48 cm x 42 cm x 6.86 mm.	 225
Figure C- 2 : Déformées typiques de la plaque de fibre de verre/polyester sur appuis simples	227
Figure E - 1 : Vitesse quadratique, excitation par une force ponctuelle.....	229
Figure E - 2 : Facteur de rayonnement, excitation par une force ponctuelle.....	230
Figure E - 3 : Puissance rayonnée, excitation par une force ponctuelle	230

Liste des tableaux

TABEAU 3-1 : PROPRIÉTÉS DU MATÉRIAU ET DE L'EXCITATION POUR LA VALIDATION DE LA PAROI SIMPLE.....	38
TABEAU 3-2 : PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES DE L'ACIER, DE L'ALUMINIUM ET DE LA FIBRE DE VERRE/ÉPOXY.....	42
TABEAU 3-3 : PROPRIÉTÉS DU MATÉRIAU ET DE L'EXCITATION POUR LA VALIDATION DE LA PAROI DOUBLE.....	51
TABEAU 3-4 : PROPRIÉTÉS DES MATÉRIAUX ET DE L'EXCITATION POUR LA VALIDATION DE LA PAROI DOUBLE AVEC ABSORBANT....	62
TABEAU 3-5 : PROPRIÉTÉS DES PAROIS D'ALUMINIUM ET DE GRAPHITE UTILISÉES PAR ROUSSOS (1984).....	68
TABEAU 3-6 : PROPRIÉTÉS DE LA PLAQUE TESTÉE PAR AÉROSPATIALE.....	69
TABEAU 3-7 : PROPRIÉTÉS DE LA PAROI DOUBLE AVEC ABSORBANT (champ diffus)	70
TABEAU 4-1 : LISTE DES APPAREILS UTILISÉS.....	78
TABEAU 4-2 : EXEMPLE DES CARACTÉRISTIQUES D'UNE PLAQUE À TESTER	79
TABEAU 4-3 : COMPARAISON DES PROPRIÉTÉS DU VERRE/POLYESTER AVEC LES VALEURS TIRÉES DE LA LITTÉRATURE (<i>Ayorindre et Gibson, 1995</i>)	82
TABEAU 4-4 : COMPARAISON DES PROPRIÉTÉS DU VERRE/POLYESTER AVEC DES MATÉRIAUX CLASSIQUES ET AUTRES COMPOSITES (<i>Malhotre et al., 1988</i>).....	82
TABEAU 4-5 : AMORTISSEMENT DE QUELQUES MODES.....	84
TABEAU 4-6 : PRINCIPALES DIFFÉRENCES ENTRE <i>ADNR</i> ET <i>MULT</i>	98
TABEAU 5-1 : NIVEAUX GLOBAUX DE VITESSE MESURÉS SUR LES BOULONS DE TURBINE, 6000 RPM, BASSIN SHERBROOKE.....	130
TABEAU 5-2 : NIVEAUX GLOBAUX DE VITESSE PRÈS DES SUPPORTS MOTEUR CÔTÉ COQUE, 6000 RPM, BASSIN SHERBROOKE	138
TABEAU 5-3 : NIVEAU GLOBAL DE PRESSION À L'INTÉRIEUR DE LA COQUE, 6000 RPM	145

TABLEAU 5-4 : LISTE DES APPAREILS UTILISES LORS DE L'EXPERIMENTATION.....	150
TABLEAU 5-5 : NIVEAUX GLOBAUX DE VITESSE QUADRATIQUE ET NIVEAUX PONDERES PAR LA SURFACE POUR LE GTX STANDARD ET VISCO	162
TABLEAU 5-6 : COMPARAISON DES VITESSES GLOBALES COTE DROIT ET COTE GAUCHE DU GTX STANDARD.....	170
TABLEAU 5-7 : NIVEAUX GLOBAUX DE PUISSANCE MESUREE AU BASSIN, 6000 RPM	173
TABLEAU 5-8 : COMPARAISON ENTRE LES GAINS OBTENUS AU BASSIN ET AU LABORATOIRE.....	185
TABLEAU C- 1 : COMPARAISON DES CINQ PREMIÈRES FRÉQUENCES PROPRES OBTENUES PAR ESSAIS D'IMPACTS ET PAR LA VITESSE QUADRATIQUE.....	226
TABLEAU D - 1 :CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DU DYAD 606 ET DU ISD-112	228
TABLEAU D - 2 :PROPRIETES MECANIQUES DU DYAD 606 A 25°C.....	228
TABLEAU D - 3 : PROPRIETES MECANIQUES DU ISD-112 A 25°C.....	228

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Mise en situation

Les motomarines : réglementation à venir

Les motomarines connaissent un succès tout à fait phénoménal. On parle d'une véritable réussite tant au plan technologique que commercial. Par contre, un problème pourrait venir gêner la popularité grandissante de ces véhicules de loisir. En effet, le bruit émis par les motomarines devient une source de plaintes de plus en plus fréquentes tant au niveau des opérateurs que des riverains. De plus, les gouvernements s'appêtent à introduire des normes extrêmement sévères visant à réglementer le niveau sonore de ces véhicules. Certaines municipalités vont jusqu'à interdire ces véhicules sur les lacs.

Bombardier lance le projet dSEABel

Étant conscient de cette situation et dans le but de conserver sa position de chef de file, le groupe Bombardier a lancé en janvier 1995 un vaste projet visant à réduire au maximum le bruit émis par un modèle de leurs motomarines, le GTX. Cette discrétion acoustique conférerait au véhicule un argument de vente incontestable. Dans cet optique, le Groupe d'Acoustique et Vibration de l'Université de Sherbrooke (GAUS) a été approché. Un projet en deux étapes échelonné sur quatre ans a été planifié. La première étape du projet dSEABel, d'une durée d'un an, visait essentiellement l'identification et la hiérarchisation des sources de bruit. Une deuxième phase de trois ans consiste à développer des outils théoriques et expérimentaux menant à la conception et à la réalisation d'éléments plus silencieux d'un nouveau véhicule à la fois performant et acoustiquement discret.

Les sources de bruit d'une motomarine

Le bruit émis par une motomarine provient de plusieurs sources et se transmet, à l'opérateur et aux riverains, par plusieurs cheminements. Par contre, il est possible de regrouper ces sources par catégories comme le montre le schéma de la Figure 1.1 (Nicolas, 1996). On peut remarquer deux grandes classes qui regroupent plusieurs sources, soit l'excitation mécanique et acoustique. L'excitation mécanique englobe tous les efforts mécaniques qui engendrent des vibrations au niveau de la coque, tandis que l'excitation acoustique correspond aux pressions acoustiques venant exciter la coque. Dans chaque cas, la coque est mise en vibration et elle générera du bruit par rayonnement, suivant sa réponse vibratoire et son efficacité de rayonnement. On retrouve également les sources directes qui contribuent au bruit global comme le jet d'eau latéral et le bruit à la sortie de l'échappement.

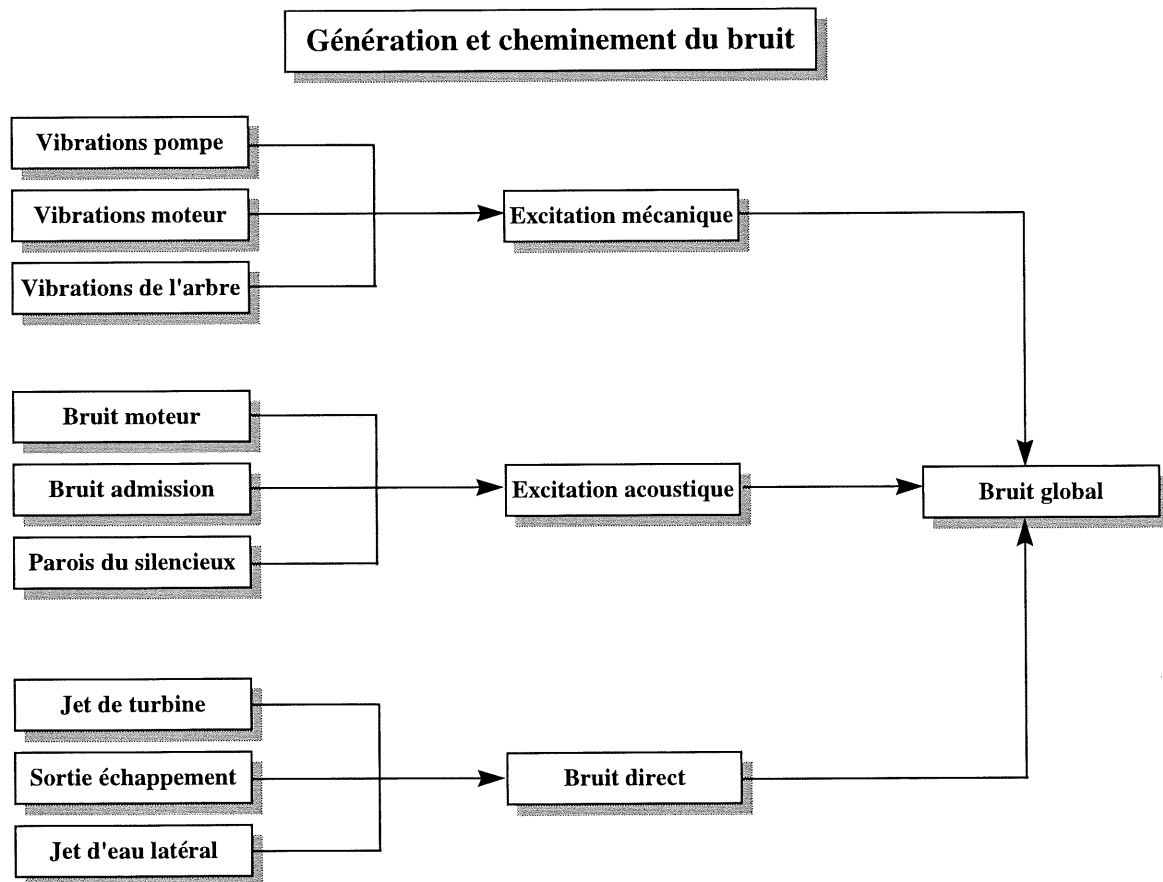


Figure 1.1 : Diagramme des sources et du cheminement du bruit d'une motomarine (Nicolas, 1996)

1.2 Problématique technologique

Le bruit émis par une motomarine est très complexe à analyser en raison des nombreuses sources et de la géométrie particulière de ces véhicules. Lorsqu'on fait face à un problème où plusieurs sources sont intimement reliées, comme dans le cas d'une motomarine, déterminer la contribution de chaque source est très ardu. Jusqu'à présent, le GAUS a procédé à plusieurs essais afin d'établir la contribution de chaque source. Les résultats obtenus ont clairement démontrés que les sources dominantes sont le bruit transmis par voie mécanique (transmission solidienne) et celui de l'échappement tel qu'illustré à la Figure 1.2 (GAUS, 1995). Il est important de noter que les sources dominantes ne sont pas toujours les mêmes suivant la plage de fréquence considérée. En basses fréquences, la transmission solidienne et l'échappement dominent tandis qu'en hautes fréquences, le jet d'eau latéral et l'échappement sont nettement plus présents.

Estimation de la contribution des source à plein régime

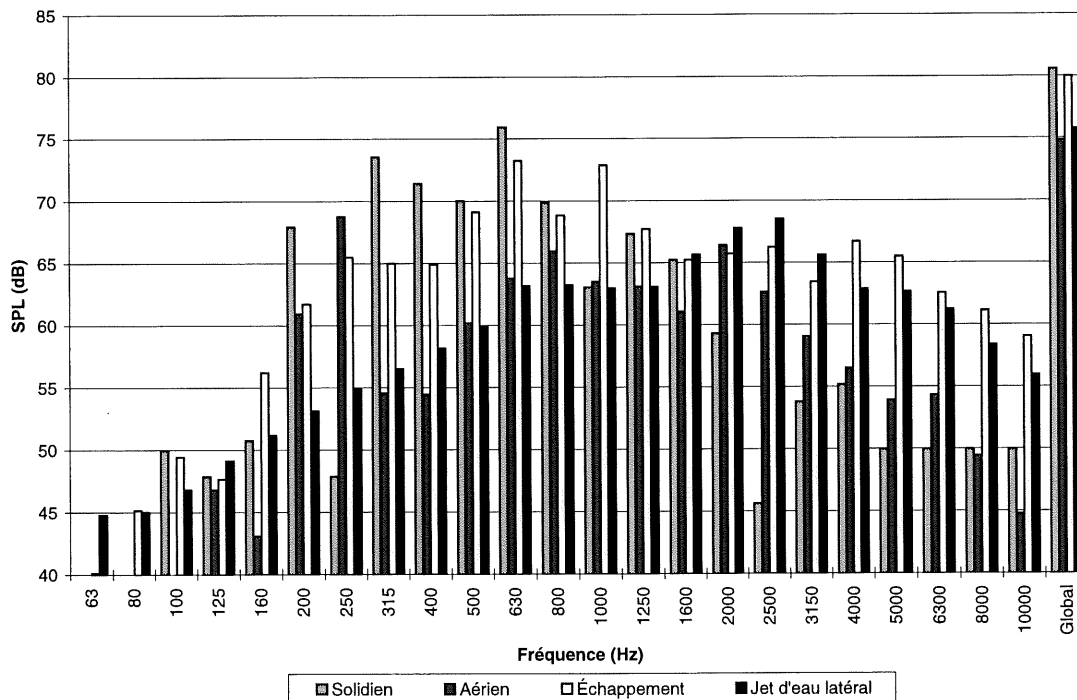


Figure 1.2 : Hiérarchisation des sources de bruit d'une motomarine en fonction de la fréquence, résultats obtenus en passage à 7.5 m.

Étant donné que la coque agit comme intermédiaire tant pour l'excitation aérienne que solidienne, un effort particulier devra être fourni afin de minimiser le bruit rayonné par la coque. Atténuer au maximum les vibrations de la coque, et par le fait même le bruit rayonné, permettra de réduire la contribution de l'excitation aérienne et solidienne du même coup. Les solutions apportées devront être simples et efficaces tout en respectant de sévères contraintes de coût, de poids et en conservant les performances actuelles du véhicule. Un défi de taille au niveau technologique.

1.3 Problématique scientifique

La coque (partie inférieure) et la carrosserie (partie supérieure) d'une motomarine sont fabriquées d'un matériau composite de fibre de verre/polyester. C'est un matériau léger, résistant et facile à mettre en forme, donc idéal au point de vue coût, poids et fabrication. Cependant chez Bombardier, ce matériau est méconnu au plan de ces caractéristiques physiques : module d'élasticité, module de cisaillement, coefficient de Poisson, amortissement interne (E , G , ν , η).

De plus, le procédé de fabrication d'un matériau composite influence énormément ces propriétés. Par exemple, la direction des fibres a un impact direct sur les modules d'élasticité qui peuvent donner au matériau un caractère isotrope ou très orthotrope. Le rapport fibre/résine influence également les propriétés d'un matériau composite tout comme le type de fibre ou de résine utilisée. La très grande gamme de matériaux composites rend les comparaisons difficiles. Il sera donc primordial de déterminer de façon exacte les propriétés mécaniques du matériau à partir duquel est fabriquée la coque et la carrosserie. Il est impossible sans ces caractéristiques de prédire la réponse vibroacoustique d'une structure fabriquée de ce matériau face à une excitation donnée.

D'un autre côté, l'effet de modifications mécaniques, comme l'ajout d'un matériau amortissant, sur le comportement vibroacoustique des matériaux composites est encore méconnu. Cette alternative qui peut être une excellente solution devra être analysée, simulée et expérimentée. Développer des outils analytiques et numériques permettant de

simuler fidèlement le comportement acoustique et vibratoire d'une coque de motomarine est actuellement peu réaliste. La structure étant trop complexe pour être modélisée, l'étude phénoménologique devra être ramenée au cas de configuration simple d'une plaque.

1.4 La pertinence de recherches approfondies

L'étude du comportement vibroacoustique de plaque de fibre de verre/polyester et de la perte par transmission de parois infinies permettra de bien comprendre les phénomènes en jeu. Les conclusions tirées des analyses ouvriront la voie à la conception d'un système coque/carrosserie acoustiquement discret.

Pour atteindre l'objectif global de Bombardier, des efforts soutenus devront être investis et bien coordonnés dans un cadre de recherche et développement. La pertinence des recherches approfondies dans la communauté scientifique et industrielle n'est plus à démontrer. Les exemples suivants viennent appuyer cette nécessité.

- Yamaha, un autre constructeur de motomarines, investissent plusieurs efforts dans la réduction du bruit émis par leurs véhicules. Ils ont finalement conclu que *"To reduce noise level, research and development are essential from now on"* (Koyano et Ito, 1993).
- Les constructeurs automobiles mentionnent que *"Building a noiseless vehicle is one of the major challenge for reasearch because acoustical laws are extremely complex and because noise is a multiplidiscinary problem"* (Renault, 1993). Ceci rejoint très bien la problématique du projet dSEABel.
- Il est intéressant de noter que récemment un constructeur européen affirmait (Acoustique & Techniques, 1995) *"This team works on long-term research projects... in collaboration with university laboratories. Among the most important projects, we can find: to better understand and predict radiation, studies destined to the identification of vibration transfer paths in a structure, sound perception, development of active control solutions"*. La similitude entre cette déclaration et les travaux planifiés dans le projet dSEABel est étonnante.

1.5 Objectifs

Objectif global

Le projet de maîtrise consistera essentiellement à développer et concevoir des structures multicouches à haut pouvoir amortissant en vue de l'insonorisation des motomarines.

Objectifs détaillés

- ❑ Établir un modèle simple de la perte par transmission pour des plaques orthotropes infinies multicouches dans le but de comprendre et de cerner les grandes tendances. Développer ce modèle pour une excitation par onde plane d'incidence quelconque et en champ diffus.
- ❑ Déterminer les propriétés mécaniques du composite fibre de verre/polyester à partir d'une méthode fondée sur la réponse vibratoire d'une plaque sur appuis simples.
- ❑ Prédire l'effet de l'ajout de viscoélastique à l'intérieur d'une plaque composite. Déterminer la surface (recouvrement partiel) et la localisation optimale. Valider les prédictions par des essais expérimentaux.
- ❑ Caractérisation des sources actives d'une motomarine au niveau vibratoire et acoustique. Cette caractérisation se fera par des mesures vibratoires, par des mesures d'intensité et par des mesures de pression autour du véhicule.
- ❑ Proposer un concept pour une coque/carrosserie de motomarine visant à réduire au maximum le bruit rayonné tant pour l'excitation aérienne que solidienne.

1.6 Plan du document

Ce mémoire présentera les principaux résultats et les analyses des démarches entreprises durant la maîtrise pour atteindre les objectifs énoncés dans la section précédente.

Le chapitre 2 qui fait suite à cette introduction est une brève revue bibliographique sur les aspects traités dans le reste du document. Les informations pertinentes recueillies dans divers articles et livres sont exposées. Ces informations sont présentées en cernant leur utilité dans l'atteinte des objectifs.

Le chapitre 3 présente en détail la modélisation de la perte par transmission de parois orthotropes infinies. Les parois simples et doubles dont la cavité contient de l'air ou un matériau absorbant sont modélisées. L'interprétation des phénomènes et la validation des résultats avec des données théoriques et expérimentales sont systématiquement réalisées pour chaque type de parois.

Le chapitre 4 expose la démarche utilisée afin de caractériser le matériau fibre de verre/polyester composant la coque/carrosserie. La méthode expérimentale fondée sur la réponse vibratoire d'une plaque est décrite en détail et les propriétés trouvées sont clairement identifiées. De plus, ce chapitre inclut l'étude sur l'augmentation de l'amortissement de ce matériau par l'utilisation de matériaux viscoélastiques.

Le chapitre 5 met en valeur les résultats concernant la caractérisation des sources actives d'une motomarine. Une analyse détaillée du comportement vibroacoustique de la carrosserie est jumelée à ces résultats. Ce chapitre inclut essentiellement des résultats expérimentaux obtenus sur un véhicule réel en fonctionnement dans un bassin.

Le chapitre 5 démontre également les gains potentiels à utiliser le viscoélastique dans une coque/carrosserie de motomarine. Un prototype a été réalisé, le plan d'essai ainsi que les résultats obtenus sont présentés en détail.

Finalement, la dernière partie du document est consacrée à une synthèse de tout cette information pour ensuite présenter dans la section sur les perspectives, les aspects à approfondir ou les nouvelles avenues à explorer.

CHAPITRE 2

ÉTAT DES CONNAISSANCES

2.1 Introduction

Le but de ce chapitre est de présenter les connaissances tirées de la littérature qui seront utiles ou qui sont manquantes pour parvenir à atteindre les objectifs du travail. En ce sens, seulement les travaux jugés pertinents ont été retenus dans cette revue bibliographique. Ce chapitre traite des points suivants :

- le bruit des motomarines ;
- la perte par transmission ;
- les propriétés des matériaux composites ;
- les méthodes de caractérisation des matériaux ;
- les traitements amortissants ;
- les mesures expérimentales.

2.2 Aspect technologique : réduction du bruit d'une motomarine

Lorsque le projet dSEABel a été lancé en janvier 1995, Bombardier détenait peu d'informations pertinentes à offrir aux intervenants afin de les guider dans leur démarche. Plusieurs points demeuraient à éclaircir : les sources dominantes, la hiérarchisation des sources, les chemins de transfert. La première phase du projet supervisée principalement par André L'Espérance (GAUS, 1995) a permis de faire la lumière sur la question.

Du côté de la littérature, le bruit émis par les motomarines est un sujet très peu documenté. Les industries produisant ces véhicules n'encouragent pas la publication d'articles mettant à jour le niveau sonore produit par leurs véhicules, les sources engendrant

ce bruit et les démarches cherchant à réduire le bruit. Cependant, la compagnie YAMAHA, un compétiteur de BOMBARDIER, a tenu en 1993 une conférence démontrant qu'il est concevable de diminuer le bruit des motomarines en y investissant quelques efforts (Koyano et Ito, 1993). Par leurs expériences, Koyano et Ito ont démontré que les vibrations sur la coque sont engendrées par une combinaison des vibrations du moteur et de la turbine, qui est le moyen de propulsion. Les pics de vibrations sur la coque correspondent aux harmoniques de la vitesse de rotation du moteur, ce qui a été confirmé par des expériences menées au GAUS (1995).

Cet article présente également une hiérarchisation grossière des sources de bruit. La méthode permettant de déterminer la contribution de chaque source consiste à étouffer (par capotage, par ajout de matériau absorbant, etc.) les sources de bruit et à réintroduire chaque source par une séquence prédéterminée. De cette façon, Koyano et Ito ont déterminé la contribution de certaines sources. Cependant, cette hiérarchisation correspond plus ou moins aux résultats obtenus jusqu'à présent par le GAUS. Le bruit provenant de la turbine et de l'échappement est sous-estimé par rapport aux mesures faites par le GAUS. De plus, les auteurs considèrent la coque comme une source de bruit plutôt qu'un intermédiaire pour l'excitation aérienne et solidienne. Koyano et Ito ont démontré qu'en procédant à quelques modifications, il est possible de réduire le bruit de 5 dB(A) en passage à 7.5 m. Pour atteindre cet objectif, des modifications ont dû être apportées au moteur, à l'arbre d'entraînement, à la turbine, à la coque et finalement à l'échappement. Les efforts investis montrent bien la complexité d'un tel projet. Cet article met également en évidence quelques solutions envisageables pour atteindre l'objectif de Bombardier.

2.3 Aspect scientifique

2.3.1 Mesure de la perte par transmission

La mesure de la perte par transmission se fait généralement à partir de mesures de pression, cette technique est bien expliquée par Larsen (1980) et Hansen (1993). La Figure 2.1 montre un exemple d'aménagement pour mesurer la perte par transmission.

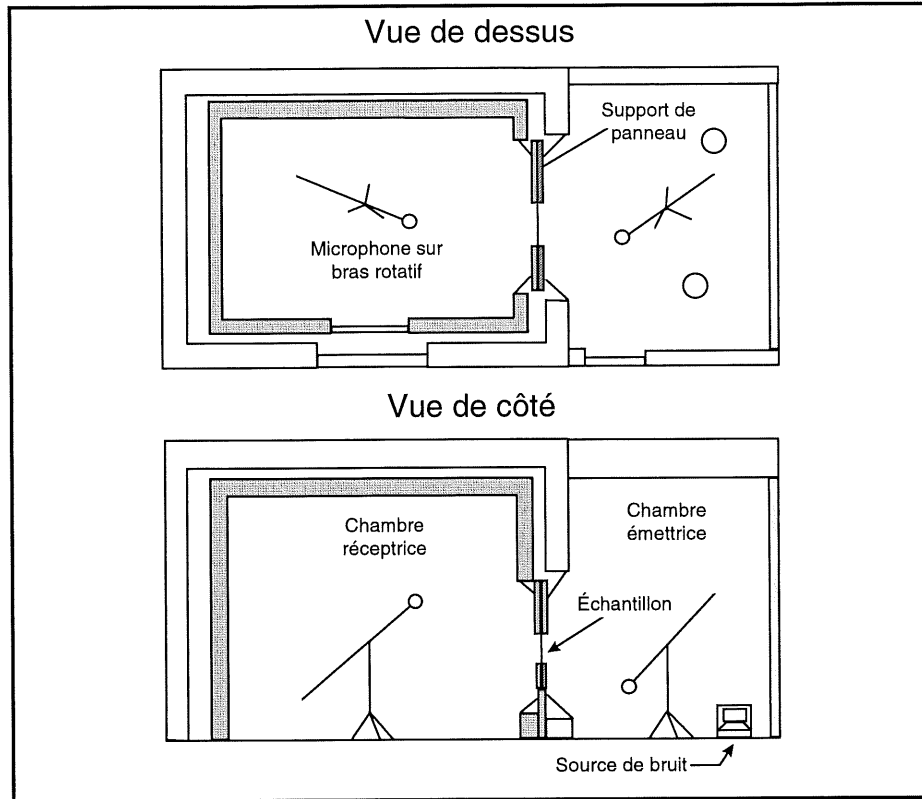


Figure 2.1 : Exemple d'installation pour la mesure de la perte par transmission (Metcalf et Grosveld, 1985 a)

Le panneau est installé dans une ouverture dans un mur mitoyen entre deux chambres réverbérantes (émettrice et réceptrice). Un champ sonore est créé dans la chambre émettrice à partir de haut-parleurs. Avec l'hypothèse que le champ sonore est diffus, la pression venant exciter la paroi est mesurée à partir d'une moyenne de pression prise à l'intérieur de la chambre émettrice par un microphone monté sur un bras rotatif. Au même moment, la pression de l'autre côté de la paroi dans la chambre réceptrice est mesurée par un système identique. L'aire d'absorption de la chambre émettrice est déterminée par la loi de Sabine (Beranek, 1988) qui utilise le temps de réverbération de la pièce. La perte par transmission peut être calculée connaissant la surface de la paroi, les pressions dans les deux chambres et l'aire d'absorption. La perte par transmission caractérise donc l'efficacité d'une paroi. Plus cette valeur est élevée, plus la paroi est efficace. Les résultats expérimentaux de la perte par transmission tirés de diverses références et utilisés pour fin de comparaison dans cet ouvrage ont été obtenus par cette méthode.

2.3.2 Perte par transmission de parois simples infinies

La perte par transmission de parois infinies peut sembler a priori détachée de la réalité. Cependant, lorsque les parois sont de grandes dimensions, les théories exactes éprouvent de la difficulté à modéliser exactement leur comportement en raison de la haute densité modale. Dans ce cas, la théorie des plaques infinies prédit de façon satisfaisante les tendances avec des modèles très simples. Woodcock et Nicolas (1995) ont démontré par leur étude que cette approche est valide en moyennes et hautes fréquences.

La perte par transmission de parois infinies a fait l'objet de nombreuses recherches et est bien maîtrisée. Le cas de la paroi simple infinie soumise à une onde plane d'incidence quelconque est le cas le plus simple que l'on puisse rencontrer et l'approche classique est bien présentée par Lesueur et Guyader (1988). La force d'excitation est considérée comme étant la différence de pression de chaque côté de la paroi. La pression des ondes incidentes, réfléchies et transmises est considérée comme des ondes planes harmoniques tel que décrite par l'équation (2-1). Dans cette expression, A représente l'amplitude de l'onde, k_i est la projection du nombre d'onde suivant la direction i , ω correspond à la pulsation, t au temps, j à $\sqrt{-1}$ et x, y, z à la position dans l'espace.

$$P = A e^{-j(k_x x + k_y y + k_z z)} \cdot e^{j\omega t} \quad (2-1)$$

Par l'entremise des équations de continuité, qui stipulent que la vitesse du fluide doit être équivalente à la vitesse de la plaque à l'interface fluide-plaque, l'amplitude de la pression réfléchi de même que celle de l'onde transmise peuvent être exprimées en fonction de l'amplitude de l'onde incidente. Par la suite, il est possible de calculer la puissance émise et transmise par la relation (2-2). Dans cette équation, $Re\{\}$ représente la partie réelle du terme entre accolades, P correspond à la pression, V^* est le conjugué de la vitesse et S la surface de la paroi.

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s P \cdot V^* ds \right\} \quad (2-2)$$

Finalement, la perte par transmission peut être calculée à l'aide de l'équation (2-3). Dans cette expression, TL correspond à la perte par transmission, τ la transparence, W_i la puissance incidente et W_t la puissance transmise. Ce modèle analytique est facilement adaptable au cas des parois orthotropes. Il sera programmé dans le but de comprendre et cerner les grandes tendances de la perte par transmission. Les résultats obtenus seront validés par ceux figurant dans un rapport D.E.A. (1986).

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{\tau} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{W_i}{W_t} \right) \quad (2-3)$$

2.3.3 Perte par transmission de parois multiples infinies

S'attarder à comprendre et modéliser la perte par transmission de parois doubles ou multicouches peut sembler une perte de temps pour le projet dSEABel. Fabriquer une coque à paroi double peut paraître à première vue inapplicable. Cependant, il pourrait en être tout autrement. En effet, les compagnies fabriquant les coques se sont déjà penchées sur la question mais dans le but de réduire leur coût de fabrication. Les parois doubles ou multicouches se comparent très bien aux matériaux traditionnels en ce qui concerne le coût, le poids et la résistance mécanique. En outre, la paroi double offre une plus grande perte par transmission que la paroi simple. Fabriquer des coques de motomarines avec des sections doubles pourrait donc être une option intéressante au niveau acoustique et monétaire pour le projet dSEABel.

Plusieurs efforts ont été investis dans le milieu scientifique afin de modéliser ces parois puisqu'elles sont omniprésentes. La démarche classique utilisée pour calculer la perte par transmission de paroi simple peut également être appliquée aux parois doubles

infinies dont la cavité est vide ou contient un matériau absorbant. Lesueur et Guyader (1988) présente l'approche classique qui sera utilisée dans le code. La validation du programme de perte par transmission de paroi double sera faite à partir des résultats inclus dans un rapport D.E.A. (1986).

La méthode des éléments finis est régulièrement utilisée dans la modélisation des parois multicouches. Panneton *et al.* (1995) ont simulé une paroi double finie dont la cavité contient un matériau poreux saturé d'air dont la matrice est rigide ou très souple de telle sorte que seulement une onde de compression se propage dans ce milieu. Le milieu poreux est modélisé suivant un modèle 3D de fluide équivalent basé sur une équation d'onde dynamique. Ce modèle fluide équivalent pourrait être comparé au code de plaque infinie afin de vérifier si les tendances en hautes fréquences se retrouvent.

2.3.4 Perte par transmission en champ diffus

Il est peu habituel de rencontrer des situations où l'excitation est une onde plane unique. On rencontre souvent un type d'excitation que l'on qualifie de champ diffus caractérisé par un niveau de pression quasi constant dans l'espace. Analytiquement, le champ diffus est présenté comme une somme d'ondes planes venant exciter la paroi. Dans le cas d'un matériau composite présentant un caractère orthotrope, cette sommation doit être double pour tenir compte que les propriétés ne sont pas équivalentes dans toutes les directions. Nous avons étendu le développement du code de façon à incorporer la modélisation de la perte par transmission de parois en champ diffus.

Roussos *et al.* (1984) ont simulé la perte par transmission en champ diffus de parois infinies fabriquées d'aluminium et de différents types de matériaux composites. L'effet de l'orientation des fibres ainsi que le nombre de couches formant la plaque sont considérés. Les résultats présentés sont comparés à des valeurs expérimentales et la corrélation entre les deux est excellente pour une plage de 100 à 10 000 Hz, et également dans la région de la fréquence critique de la plaque. Il est important de noter que le modèle est développé pour

une plaque infinie et qu'on le compare à des plaques finies. La très bonne similitude entre les deux résultats peut être attribuable à deux facteurs. Premièrement, on considère le champ diffus, donc on lisse les fines variations dues aux résonances et deuxièmement, on donne des résultats en tiers d'octave ce qui a pour effet de lisser les brusques variations. Les résultats donnés pour l'aluminium permettront de valider notre code pour les parois simples en champ diffus. En ce qui concerne les matériaux composites, les résultats montrés correspondent à des plaques formées de plusieurs couches dont chaque couche présente une orientation particulière des fibres. Il sera intéressant de comparer les résultats du code développé pour le champ diffus à ces résultats. Le code devrait donner les mêmes niveaux de perte par transmission puisque leurs résultats démontrent qu'elle est à toutes fins pratiques gouvernée par la loi de masse dans la plage de fréquence considérée. Cet article permettra donc de valider le code pour les parois simples en champs diffus.

Bolton et Shiau (1989) ont développé un algorithme permettant de simuler une paroi double infinie contenant un matériau absorbant excitée par un champ diffus. Le poreux est modélisé par deux phases : une solide qui correspond à la partie structure et une fluide représentant les interstices du matériau poreux. L'absorbant est caractérisé par huit paramètres macroscopiques : la densité, le module de Young, le facteur de perte, le coefficient de Poisson de la phase solide, l'imperméabilité, le facteur de forme et la tortuosité. Leur modèle tient compte de trois ondes se propageant dans le milieu poreux : une onde longitudinale dans la partie solide et fluide et une onde transversale dans la phase solide. Ce modèle peut également considérer le poreux collé ou non aux parois adjacentes. Les auteurs présentent des résultats théoriques et expérimentaux pour chaque type de parois. Le code développé permettra de simuler les parois doubles isotropes ou orthotropes en champ diffus. Il sera comparé à une paroi double d'aluminium dont l'absorbant n'est pas collé aux plaques. Cette comparaison permettra de valider le code et de visualiser si un modèle beaucoup plus sophistiqué est nécessaire.

La compagnie française AÉROSPATIALE (1996) a fait parvenir au GAUS une courbe expérimentale de perte par transmission d'une plaque d'aluminium de $0.845 \text{ m} \times 0.845 \text{ m} \times 1.44 \text{ mm}$ soumise à un champ diffus. Il sera vérifié si cette plaque peut être modélisée adéquatement par une plaque infinie ou si les dimensions et les propriétés mécaniques de la plaque font de sorte que ce modèle est encore très loin de la réalité.

2.3.5 La perte par transmission de parois de dimensions finies

La modélisation de la perte par transmission de plaques finies a été étudiée en détail depuis plusieurs années. Jusqu'à présent, seulement les formes canoniques telles que des plaques rectangulaires ou circulaires peuvent être modélisées par des approches analytiques. Les méthodes numériques peuvent certes modéliser des formes plus complexes, mais leur mise en oeuvre est beaucoup plus complexe et elles sont limitées aux basses fréquences. De plus, la difficulté à reproduire expérimentalement différents types de conditions limites nous entrave dans la validation des modèles. La principale différence entre les plaques infinies et finies est que ces dernières présentent des modes de vibrations à des fréquences particulières. Ces modes provoquent une chute de la perte par transmission à ces fréquences.

Woodcock et Nicolas (1995) ont développé une formulation basée sur la décomposition modale permettant de calculer les indicateurs vibroacoustiques d'une plaque rectangulaire bafflée aux conditions aux limites quelconques séparant des milieux semi-infinis et excitée par une onde plane. Une étude détaillée sur l'effet des conditions limites, de l'angle d'incidence de l'onde plane, des dimensions de la plaque et de l'angle d'orthotropie est présentée. Les conclusions tirées de cette étude sont très utiles afin de comprendre l'effet de chaque paramètre sur la perte par transmission de plaques finies. Leurs travaux mettent en évidence les points suivants :

1. Des conditions limites souples s'approchant de configurations libre-libre augmentent la perte par transmission en basses fréquences sans changer le comportement en moyennes et hautes fréquences. Tendre vers des conditions libre-libre est donc à préconiser.

2. L'effet de l'angle d'incidence est significatif en basses fréquences et ne devrait pas être ignoré lorsque la source d'excitation émet des ondes dans une direction privilégiée.
3. L'effet des dimensions est de plus en plus important lorsque la plaque devient petite. Les pics et les creux de la perte par transmission dépendent fortement des dimensions du panneau. Ceci implique que des résultats expérimentaux obtenus en laboratoire pour un panneau donné ne peuvent être extrapolés à des conditions *in situ*.
4. Il est possible de jouer avec l'angle d'orthotropie pour modifier les indicateurs vibroacoustiques sans changer les autres paramètres physiques tel que l'épaisseur, le densité et la rigidité. Il est également montré qu'à une incidence donnée, il est possible de concevoir une plaque possédant des caractéristiques spécifiques pour déplacer les fréquences de résonance.

Metcalf et Grosveld (1985, 1985a) ont quant à eux monté une base de données expérimentales très intéressante pour la perte par transmission en champ diffus de matériaux composites. Leurs résultats montrent que la fréquence du premier mode correspond à la bande tiers d'octave où la perte par transmission est minimum. Par la suite, on observe des chutes dans les bandes pour chaque mode impair. Cette règle est valide pour les premiers modes, jusqu'à ce que la densité modale augmente à un tel point où la perte par transmission devient indépendante des modes individuels. Elle est à ce moment gouvernée par la loi de masse. Les matériaux utilisés dans leurs expérimentations sont formés de plusieurs couches dont chacune présente une orientation particulière des fibres.

Roussos *et al.* (1984) ont procédé à une comparaison entre l'aluminium et différents matériaux composites. Un critère de base a été choisi afin de comparer ces matériaux de nature différente. Ce critère ne consistait pas à avoir des plaques de même épaisseur ou encore de même masse surfacique, mais plutôt de charge maximale en cisaillement équivalente ("*critical shear load*"). Les résultats théoriques montrent que la fibre de verre/époxy utilisée dans leurs simulations se comporte comme l'aluminium, c'est-à-dire

que ces deux matériaux offrent la même perte par transmission. Des résultats semblables ont également été obtenus par Koval (1983), Yang et Tsui (1977). Ces résultats auraient pu être intéressants pour le projet dSEABel, mais l'application pratique du critère de charge en cisaillement équivalente n'est pas simple. Étant donné la gamme importante de matériaux composites, il est peu probable que le matériau utilisé par Bombardier se comporte comme de l'aluminium au point de vue vibroacoustique. C'est un point à vérifier.

2.3.6 Les propriétés des matériaux composites

❑ **Méthode de caractérisation de matériaux**

Les matériaux dits classiques comme les métaux et les alliages peuvent facilement être caractérisés par des mesures statiques ou par des essais de traction. Cependant, ces méthodes simples ne sont plus adéquates face aux matériaux composites qui peuvent présenter des propriétés beaucoup plus complexes. Les matériaux composites forment une classe tout aussi vaste et diverse que les matériaux traditionnels. Les composites sont classés suivant la nature des fibres (verre, carbone, etc.), le type de résine (époxy, polyester, vinylester, etc.), la direction des fibres, le procédé de fabrication et le pourcentage de fibre par rapport à la résine. Les composites peuvent présenter un comportement isotrope, orthotrope ou anisotrope suivant le mode de fabrication. Le premier fait référence au matériau dont les propriétés ne dépendent pas de la direction des fibres, tandis que le deuxième décrit un matériau dont les fibres sont orientées perpendiculairement. Le troisième caractérise tout autres matériaux dont la direction des fibres est quelconque. Pour déterminer leurs propriétés, il faut donc se tourner vers les approches vibratoires qui sont les plus précises pour la caractérisation de matériaux.

La méthode la plus fréquemment utilisée est la méthode par impact (Ayorinde et Gibson, 1995 ; Nelson et Wolf, 1992). L'échantillon de matériau à caractériser est une plaque. Cet échantillon est suspendu pour recréer des conditions limites libres. Des impacts sont données à quelques endroits sur la plaque avec un marteau muni d'un capteur de force et des mesures d'accélération sont prises simultanément à différents points. Un

impact donné à un endroit bien choisi excitera tous les modes de l'échantillon. La fonction de transfert entre la force injectée et l'accélération permet de localiser les fréquences propres qui sont dépendantes des propriétés physiques et des dimensions de l'échantillon. Les avantages à utiliser la méthode par impacts sont les suivantes (Nelson et Wolf, 1992) :

- conditions libre-libre faciles à reproduire expérimentalement ;
- essais par impacts rapides et demandent peu d'équipement ;
- essais non destructifs ;
- ne nécessite pas de concevoir des échantillons avec des caractéristiques spéciales ;
- les propriétés trouvées sont générales pour toute la plaque et pas local comme c'est le cas avec des échantillons éprouvettes.

L'utilisation des résultats expérimentaux et d'un algorithme permet par la suite de déterminer de façon simultanée toutes les propriétés du matériau. Les algorithmes peuvent avoir recours aux éléments finis (Nelson et Wolf, 1992) ou bien à une approche analytique utilisant une formulation de Rayleigh où l'énergie potentielle est minimisée (Ayorinde et Gibson, 1995). Un critère de convergence est déterminé dans chaque cas.

Bien que ces approches semblent tout à fait appropriées pour évaluer les propriétés du matériau utilisé par Bombardier, une méthode différente sera préconisée, mais toujours basée sur l'approche vibratoire. La principale raison est que le développement de l'algorithme et la validation de sa fiabilité demande un investissement en temps qu'on ne pouvait pas se permettre. La méthode retenue est de calculer expérimentalement la vitesse quadratique d'une plaque de fibre de verre/polyester sur appuis simples excitée par une force ponctuelle. La vitesse vibratoire en un point de la plaque est un indicateur local et peut varier fortement d'un point à l'autre. Pour obtenir un indicateur global, on peut faire la moyenne des carrés des vitesses sur la surface de la plaque. Le résultat obtenu est appelé la vitesse quadratique. Avec cette méthode, la préparation de l'échantillon est certes plus longue, mais l'expertise développée au GAUS démontre bien que ce type de conditions limites est bien représenté expérimentalement (Kaffel, 1996 ; Foin, 1995). Une approche

par essais et erreurs permettra de faire coïncider les courbes de vitesse expérimentale et théorique, les propriétés du matériau seront alors déterminées. La vitesse quadratique théorique sera calculée par un programme développé au GAUS nommé ADNRR (Foin, 1995).

❑ Comparaison avec la littérature

Plusieurs publications (Ayorinde et Gibson,1995 ; Malhotra *et al.*,1988 ; Mantena et al.,1989 ; Roussos *et al.*,1984) présentent des propriétés de matériaux composites. Les auteurs de ces articles donnent des propriétés de matériaux dont les fibres sont orientées suivant une direction particulière (orthotrope ou anisotrope) et formés de plusieurs couches en alternant les directions des fibres dans le but d'équilibrer le matériau. La comparaison avec les valeurs tirées de la littérature est difficile. Le matériau composant la coque d'une motomarine est formé à partir d'un mélange de fibres courtes et de résine projeté au pistolet. Le matériau n'est pas formé de plusieurs couches et les fibres ne présentent pas une direction privilégiée. De plus, la plupart des publications utilisent des matériaux fabriqués de résine d'époxy contrairement au polyester qu'utilise Bombardier. Ayorinde et Gibson (1995) sont les seuls parmi les publications recueillies à donner des propriétés pour la fibre de verre/polyester. Il sera donc intéressant de comparer les propriétés mécaniques du composite formant la coque à leurs valeurs et également à d'autres types de matériaux composites en général. Ces comparaisons, présentées à la section 4.2.3, seront utiles pour déterminer si les valeurs trouvées sont du bon ordre de grandeur.

2.3.7 Amortissement des matériaux

Le traitement des surfaces vibrantes avec des matériaux amortissants est employé de façon intensive depuis quelques années. L'efficacité des traitements amortissants peut être évaluée par sa capacité à convertir l'énergie vibratoire en chaleur. Si une force appliquée à un matériau parfaitement élastique est soudainement retirée, toute l'énergie est récupérée. D'un autre côté, si une force est appliquée à un fluide Newtonien et par la suite retirée, aucune énergie est récupérable puisqu'elle est entièrement dissipée sous forme de chaleur.

Les matériaux amortissants ou viscoélastiques se situent entre ces deux extrêmes. Lorsqu'une force est appliquée à un matériau amortissant, une partie de l'énergie est récupérée et une autre est dissipée en chaleur (Nashif, 1983).

Le traitement des surfaces est classé en deux groupes selon que le matériau amortissant est déformé en traction-compression ou par cisaillement. Le premier type fait référence à un matériau amortissant collé à un ou deux côtés de la structure comme indiqué à la Figure 2.2 A). Lorsque cette structure vibre en flexion, le matériau amortissant est amené à se déformer en traction-compression. Ce type de traitement est nommé amortissement libre ou non contraint (*“free layer damping”* ou *“unconstrained damping”*). L'amortissement apporté par cette technique est très peu performant (Foin, 1995). C'est pour cette raison que les matériaux utilisés par ce type de traitement ont habituellement une masse importante. La diminution des niveaux vibratoires est beaucoup plus apportée par un ajout de masse que par un effet de dissipation d'énergie par traction-compression. Dans le deuxième type de traitement, le matériau amortissant est jumelé à une couche de matériau présentant une grande rigidité, appelée couche contraignante (Figure 2.2 B). Dans cette configuration, lorsque la structure vibre en flexion, la couche contraignante oblige le viscoélastique à se déformer en cisaillement. Pour une même quantité de matériaux amortissant, cette technique d'amortissement est nettement supérieure à la précédente (Foin, 1995).

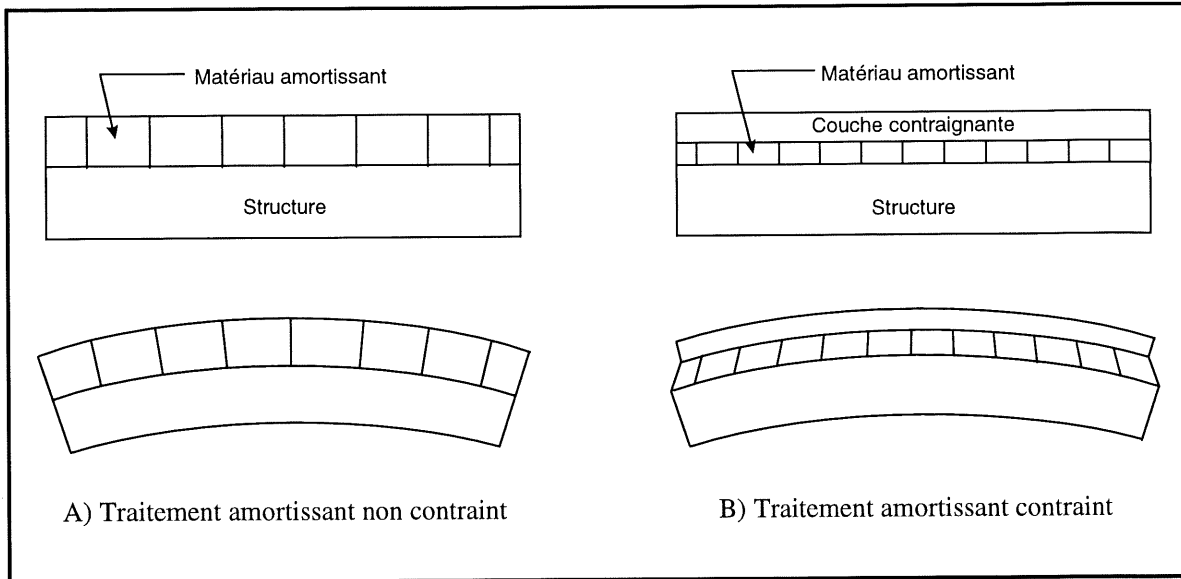


Figure 2.2 : Les deux types de traitement des surfaces par matériaux amortissants

Le contrôle des vibrations par matériaux amortissants a été largement étudié jusqu'à présent, puisque cette solution peut être très efficace avec peu de modification de la structure. Par contre, les structures généralement modélisées sont simples et on modélise essentiellement des poutres et des plaques d'aluminium ou d'acier recouvertes de visco. D'un autre côté, la variation des propriétés des viscoélastiques en fonction de la température et de la fréquence ajoute un degré de complexité. Ce dernier point est un problème pour la modélisation par la méthode des éléments finis. Dans ce cas, il faut résoudre un système matriciel pour chaque fréquence ou encore résoudre le problème par intervalle, c'est-à-dire considérer que les propriétés ne varient pas pour une plage de fréquence (Xisheng, 1987). C'est pour cette raison que les approches semi-analytiques sont plus fréquemment rencontrées dans la littérature.

Les matériaux viscoélastiques sont en général des matériaux coûteux qui peuvent augmenter significativement le prix de revient d'un concept. Plusieurs recherches sont effectuées dans le but d'optimiser l'ajout de viscoélastique. Lapointe et Cheng (1994) ont développé un algorithme permettant d'optimiser la quantité et la position du viscoélastique sur une plaque rectangulaire simplement supportée excitée par une force ponctuelle. La plaque est divisée en un certain nombre de petites sections. Le recouvrement n'est donc pas nécessairement de forme rectangulaire. L'algorithme choisi de façon aléatoire les sections couvertes de visco en lui donnant un pourcentage de recouvrement et une épaisseur initiale de visco. Leur approche analytique donne des résultats cohérents avec les principes de la vibroacoustique, mais leur modèle présente deux inconvénients. Le premier est que le viscoélastique doit être appliqué de chaque côté de la structure, ce qui n'est pas très adaptable à des cas pratiques. Le second vient du fait que leur modèle est développé pour un viscoélastique non contraint, et comme mentionné précédemment, ce n'est pas la meilleure technique pour amortir les vibrations. De plus, la configuration du visco par morceaux disparates est difficilement applicable en pratique. Finalement, les auteurs ne font aucune comparaison avec des résultats expérimentaux.

Parthasarathy et Reddy (1985) ont également analysé le recouvrement partiel d'une plaque simplement supportée ou encastree, mais cette fois-ci par une approche numérique. Tout comme Lapointe et Cheng (1994), le traitement amortissant étudié est non contraint, mais le visco est appliqué que sur un seul côté de la structure, ce qui est plus réaliste. L'approche numérique ne tient cependant pas compte de la variation des propriétés du visco en fonction de la fréquence. De plus, les auteurs considèrent toujours une même masse de visco, ce qui signifie que l'épaisseur du visco augmente lorsque la surface traitée diminue. On compare quelques configurations, aucun algorithme d'optimisation n'est développé.

Dans ces deux publications, on déduit les mêmes conclusions sur l'efficacité du recouvrement partiel. Un recouvrement partiel non contraint apporte un amortissant supérieur à celui du recouvrement total, ou en d'autres termes, pour une même efficacité d'amortissement, une masse plus faible de viscoélastique est nécessaire dans le cas du

recouvrement partiel. Même si ces résultats ne sont valides que pour le traitement non contraint sur des plaques de matériaux classiques, il serait très intéressant pour le projet dSEABel de vérifier si ces conclusions s'appliquent également au traitement contraint. Dans le cas contraire, l'objectif sera de déterminer le pourcentage minimum de visco pour conserver une efficacité respectable.

❑ **Matériaux amortissants intégrés aux matériaux composites**

L'intérêt grandissant des matériaux composites pour leur légèreté et leur rigidité fait qu'on se penche depuis quelques années à étudier l'interaction des matériaux viscoélastiques avec les matériaux composites. Pereira (1992) a analysé les performances d'un viscoélastique (ISD 110 de 3M) intégré directement à l'intérieur d'une plaque de matériau composite (graphique/époxy avec un rapport fibre/résine de 60 %). Le matériau viscoélastique a été incorporé lors du procédé de fabrication de la plaque alors que le composite n'était pas encore séché. C'est donc une technique d'amortissement contraint où la couche contraignante est un matériau composite.

L'efficacité du viscoélastique a été déterminée en comparant la capacité d'amortissement spécifique ("*specific damping capacity SDC*") de la plaque contenant le visco à une plaque à une plaque vierge. Ce facteur est déterminé par des essais d'impacts sur les plaques suspendues librement. Deux conclusions importantes sont tirées de ses expérimentations :

1. Une visualisation microscopique de la couche de visco révèle qu'elle ne s'est pas détériorée lors du processus de fabrication et ne présente pas de délamination (le visco reste bien collé aux surfaces adjacentes).
2. La couche viscoélastique augmente de façon significative l'amortissement de la plaque.

Saravanos et Pereira (1992, 1995) ont publié deux articles où l'on modélise le comportement d'une plaque multicouche incorporant une couche viscoélastique. Leur

modèle basé sur une combinaison d'une approche semi-analytique et par éléments finis tient compte entre autres du nombre de couches de matériaux composites, de la direction des fibres pour chaque couche, du rapport fibre/résine et des différents modes de dissipation d'énergie (traction-compression, flexion, couplage flexion-cisaillement). Les auteurs présentent une comparaison théorie-expérience pour des réponses en fréquence obtenues avec une plaque sur appuis simples excitée par impacts. Les résultats sont très bons pour une plage de fréquence de 0-2400 Hz étant donné que la réponse en fréquence est une mesure très ponctuelle. Les gains obtenus sont très prometteurs et mettent en évidence le potentiel de cette technique d'amortissement. Leurs publications montrent qu'il est possible de bien modéliser des structures composites combinées avec un matériau viscoélastique et de prédire adéquatement leur réponse vibratoire.

L'utilisation d'un matériau viscoélastique intégré directement matériaux composites semble donc une approche réaliste techniquement et suffisamment intéressante pour être considérée dans le projet dSEABel.

2.3.8 Les mesures expérimentales

Cette section n'a pas pour but de faire une révision générale des techniques de mesure ou du traitement de signal, mais plutôt de faire un rappel sur les méthodes couramment utilisées pour caractériser les sources de bruit et les systèmes. Le lecteur intéressé au traitement du signal est invité à consulter le document : Traitement et analyse fréquentiel des données expérimentales (Champoux, 1995).

Les résultats présentés dans les chapitres 4 et 5 viennent essentiellement de mesures expérimentales qui sont parfois comparées à des résultats théoriques. Ces mesures expérimentales découlent de quatre grands types de mesures :

1. mesures de pression ;
2. mesures d'accélération ou de vitesse ;
3. mesures d'intensité et de qualité ;
4. mesures de fonctions de réponse en fréquence et de cohérence.

- **Mesure de pression**

Les mesures de pression sont réalisées avec des microphones détectant les variations de pression autour de la pression atmosphérique. Les niveaux de pression sont obtenus en mesurant l'autospectre (G_{AA}) du signal fourni par le microphone à l'analyseur. Le niveau de pression en dB (L_p) est calculé de la façon suivante :

$$L_p = 10 \log \left(\frac{P^2}{P_{ref}^2} \right) \quad \text{où } P_{ref} = 20 \mu Pa$$

- **Mesure d'accélération ou de vitesse**

Ce type de mesure utilise la même technique de mesure que dans le cas de la mesure de pression, mais cette fois-ci, le capteur est généralement un accéléromètre ou un vibromètre laser. Les niveaux d'accélération ou de vitesse (L_a , L_v) sont obtenus en mesurant l'autospectre (G_{AA}) du signal fourni par l'accéléromètre ou le laser.

$$\begin{aligned} L_a &= 20 \log \left(\frac{a}{a_0} \right) & a_0 &= 10^{-5} m/s^2 \\ L_v &= 20 \log \left(\frac{v}{v_0} \right) & v_0 &= 10^{-8} m/s \end{aligned}$$

Pour ces deux indicateurs, les références sont normalisées ISO/DIS 1683.2. Toutefois, d'autres références peuvent être utilisées, mais leurs valeurs doivent accompagner les résultats en tout temps.

- **Mesure d'intensité**

Les relations mathématiques liées à l'intensimétrie ne seront pas présentées dans cette section. Quelques notions pratiques sont rappelées et le lecteur est invité à consulter les références (Nicolas, 1986 ; Fahy 1995) pour une présentation détaillée de la mise en équation.

L'intensimétrie est définie comme suit:

L'intensité acoustique mesurée en un point dans une direction donnée est le flux d'énergie moyen traversant en une seconde l'unité de surface centrée en ce point et perpendiculaire à la direction considérée. Elle s'exprime en watts par mètre carré. (Nicolas , 1986)

Il existe donc deux différences fondamentales entre l'intensité et la pression. Elles peuvent être énoncées comme suit:

La pression est un scalaire, tandis que l'intensité est un vecteur qui possède une direction et un sens de propagation, donc contient plus d'information sur le champ acoustique.

L'intensité est reliée au flux énergétique qui passe à travers une surface donnée, la pression ne l'est pas. (Nicolas, 1986)

La pression doit être utilisée pour évaluer l'effet du bruit sur l'être humain et l'intensité doit être le paramètre préconisé pour chercher les causes du bruit émis par un appareil.

La mesure d'intensité est réalisée avec un doublet microphonique. Les deux microphones sont connectés aux canaux A et B de l'analyseur. L'intensité est obtenue à partir de la partie imaginaire de l'interspectre (G_{AB}) des signaux. Habituellement, une fonction sur les analyseurs nous donne directement l'intensité. Le niveau d'intensité en dB (L_i) est calculé de la façon suivante :

$$L_i = 10 \log \left(\frac{I}{1 \times 10^{-12} \text{W/m}^2} \right)$$

$$I = \frac{-1}{\omega \rho \Delta r} \text{Im}(G_{AB})$$

Dans cette expression I représente l'intensité, ω la pulsation, ρ la densité de l'air, Δr l'espacement entre les microphones et $\text{Im}(\)$ la partie imaginaire du terme entre parenthèses. La mesure d'intensité peut être réalisée point par point ou par balayage. Dans les deux cas, la puissance émise par la structure peut être calculée en mesurant l'intensité traversant une surface imaginaire fermée (S) englobant toute la structure. Cette puissance (L_w) est déterminée par la relation suivante.

$$L_w = L_i + 10 \log S$$

• *La qualité*

Lorsqu'on développe les équations théoriques menant à l'expression de l'intensité, on constate que ce qu'on cherche à mesurer est le gradient de phase $\left(\frac{\partial \phi}{\partial R} \right)$ entre les deux microphones. L'estimation $\left(\frac{\Delta \phi}{\Delta R} \right)$ de ce gradient est la clé pour une mesure précise de l'intensité. Afin de quantifier l'exactitude de ces mesures, un paramètre a été introduit : la qualité. La qualité représente le rapport entre l'intensité et la pression mesurée par la sonde $(L_i - L_p)$. Ce rapport, $\Delta dB = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{L_i}{L_p^2} \right)$, est lié au gradient de phase $\left(\frac{\partial \phi}{\partial R} \right)$ mesuré par le doublet microphonique. Nicolas et Lemire (1985) ont démontré que dans certaines situations, par exemple en basses fréquences et en champ proche, où le vecteur intensité peut être très faible, la valeur de $\Delta \phi$ devient très faible (tend vers 0) et l'intensité active devient quasi nulle. La mesure d'un gradient de phase très faible (moins de 1°) avec une instrumentation dont la précision est de $\pm 0.3^\circ$ devient donc illusoire. Les erreurs provoquées par cette estimation deviennent plus importantes que la mesure elle-même.

Comme première indication et règle générale, la qualité doit être inférieure à 10 dB $\left[\left| (L_i - L_p) \right| < 10 \text{ dB} \right]$. Un plus grand écart indique certains problèmes de mesures, par exemple un niveau d'intensité trop près du bruit de fond. La qualité est donc un outil simple, rapide et pratique permettant de déterminer qualitativement certains problèmes lors des mesures d'intensité. Cependant, ce paramètre doit être utilisé avec jugement.

- **Mesure de fonction de réponse en fréquence (FRF)**

La FRF, ou régulièrement appelé fonction de transfert, représente l'influence d'une structure sur la transmission d'une excitation en un point 1 à une sortie mesurée en 2.

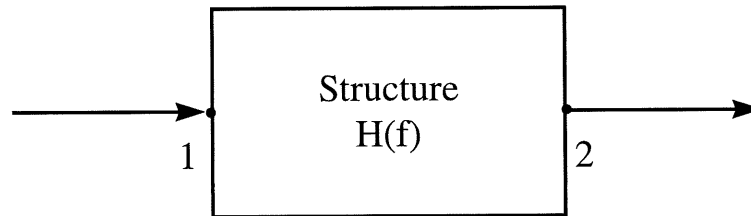


Figure 2.3 : Structure caractérisée par sa fonction de transfert $H(f)$ mesurée par une excitation au point 1 et sa réponse au point 2.

Elle dépend donc de la position du point d'excitation et du point de mesure de la réponse. Il existe deux types de fonction de transfert couramment utilisée, soit H_1 et H_2 qui sont définies comme suit :

$$H_1 = \frac{G_{AB}}{G_{AA}} \quad ; \quad H_2 = \frac{G_{BB}}{G_{BA}}$$

où A est le signal d'entrée et B le signal de sortie

La FRF H_1 fait intervenir l'autospectre de l'entrée (G_{AA} est au dénominateur). À une anti-résonance, G_{AA} prend une valeur importante. La FRF H_1 est l'estimateur approprié pour évaluer avec justesse les anti-résonances où lorsque le signal à la sortie est légèrement bruité. Pour la FRF H_2 , la situation contraire se produit. Cette FRF fait intervenir l'autospectre de sortie G_{BB} qui se trouve au numérateur. À une résonance, G_{BB} prend une valeur importante. La FRF H_2 est l'estimateur approprié pour évaluer avec justesse les

résonances ou lorsque le signal à l'entrée est bruité. La vraie valeur de la FRF se trouve entre ces deux limites (Champoux, 1995).

Ce type de mesure sera utilisé pour déterminer la vitesse quadratique de plaque simplement supportée. Les mesures d'impédance d'une structure font également appel à ce type de mesure.

- ***La fonction de cohérence***

La fonction de cohérence exprime le degré de linéarité d'un système. Elle évalue la qualité de la relation linéaire (en amplitude et phase) qui existe entre l'entrée et la sortie d'un système. La fonction de cohérence (γ^2) est définie comme :

$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{AB}|^2}{G_{AA}G_{BB}}$$

La valeur de la cohérence varie entre 0 et 1. Une cohérence approchant zéro peut indiquer qu'une non-linéarité existe dans le système, que les signaux sont entachés de bruit ou bien qu'une source d'excitation autre que l'entrée mesurée modifie la sortie. Par contre, une valeur s'approchant de 1 signifie qu'il existe une très bonne corrélation entre l'excitation et la réponse du système (Champoux, 1979). Cet indicateur doit toujours être observé lors de mesures de fonction de transfert.

Toutes ces mesures expérimentales ont pour but de caractériser le système étudié et comprendre son comportement. Chaque mesure apporte son information, mais il reste que ce qui est le moins bien maîtrisé c'est la caractérisation de l'excitation. Lorsque des mesures pourront apporter cette information dans le cas d'une excitation complexe, la modélisation sera par la suite beaucoup plus près de la réalité.

CHAPITRE 3

PERTE PAR TRANSMISSION DE PAROIS INFINIES

3.1 Introduction

La modélisation de la perte par transmission de parois finies est un problème relativement complexe et lourd à mettre sur pied. En outre, les résultats expérimentaux montrent que les tendances très fines ne se retrouvent pas expérimentalement. Ces écarts s'expliquent en raison de :

1. **Dimensions** : De petites erreurs sur les dimensions de la plaque provoquent d'importante variation sur la position des modes en hautes fréquences
2. **Conditions limites** : Il est très difficile de reproduire expérimentalement les mêmes conditions limites que celles modélisées. On se rend compte qu'on se situe généralement entre l'appui simple et l'encastrement.
3. **Couplage solidien entre les panneaux** : Les modèles théoriques considère le panneau inséré dans un baffle rigide sans aucun couplage possible. Expérimentalement, le panneau est inséré dans un mur et, puisque les conditions limites ne sont pas parfaites, on retrouve un couplage solidien qui ne peut être modélisé.
4. **Incidence du champ de pression n'est pas le même** : Bien que les tests soient effectués dans des chambres réverbérantes où on tente de reproduire un champ diffus, le champ de pression sur le panneau ne sera jamais identique au champ « idéal » inclut dans les simulations.
5. **Erreurs expérimentales** : Les validations expérimentales sont inévitablement dépendantes de l'expertise des manipulateurs et de la précision des appareils utilisés.

Ceci est mis en évidence par des résultats différents d'un laboratoire à l'autre pour un même panneau.

Pour un ingénieur, il apparaît donc intéressant d'avoir à sa disposition un outil plus pratique et moins lourd. Dans cette optique, la perte par transmission de parois infinies est présentée. Ces parois sont simples à modéliser, puisqu'on ne retrouve aucun comportement modal. De plus, elles permettent de bien comprendre les principaux phénomènes et de bien cerner les grandes tendances de la perte par transmission surtout en moyennes et hautes fréquences où l'approche est valide.

Dans ce chapitre, trois configurations de parois seront abordées. Dans un premier temps, la paroi simple sera modélisée, ce qui permettra d'appliquer la méthodologie utilisée aux parois doubles. Par la suite, les parois doubles combinées avec un matériau absorbant seront également considérées. Finalement, la notion de champ diffus sera introduite dans le but d'établir des comparaisons avec des résultats théoriques et expérimentaux tirés de la littérature.

Objectifs

Les objectifs de ce chapitre sont les suivants :

- déterminer l'expression de la perte par transmission pour les parois infinies simples, doubles et doubles avec absorbant ;
- exécuter une brève étude paramétrique ;
- modéliser le champ diffus ;
- valider les résultats à partir de données expérimentales et théoriques.

Définition de la perte par transmission

La perte par transmission (“*Transmission loss TL*”) est définie comme étant le rapport, en décibel, entre la puissance acoustique incidente (W_i) sur un côté de la paroi et la puissance rayonnée de l’autre côté (W_t).

$$TL = 10\log_{10}\left(\frac{W_i}{W_t}\right) = 10\log_{10}\left(\frac{1}{\tau}\right) \quad (3-1)$$

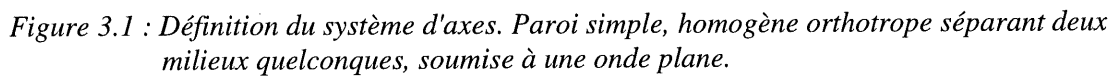
où τ = transparence

La perte par transmission caractérise l’efficacité acoustique d’une paroi. Plus la valeur de TL est élevée, plus la paroi empêche les ondes acoustiques incidentes de se propager de l’autre côté de la paroi dans le milieu récepteur.

3.2 Parois simples infinies

3.2.1 Définition du système

Dans cette première partie, le cas d’une paroi simple, mince, homogène et orthotrope séparant deux milieux est analysé. La Figure 3.1 illustre le système considéré. Cette plaque est soumise à une onde plane d’incidence quelconque et l’interaction fluide-structure est considérée. L’orthotropie est inclus afin de modéliser des matériaux avec des propriétés plus générales que les matériaux isotropes. En fait, les matériaux isotropes ne sont qu’un cas particulier des matériaux orthotropes. Les axes d’orthotropie correspondent aux axes x - y du système défini dans le schéma. Le modèle utilisé est complètement basé sur l’approche de Lesueur et Guyader (1988).



Le système d'équations régissant le système couplé est le suivant :

$$\text{Équation de continuité} \quad \frac{\partial P_1(x,y,0)}{\partial z} = -\omega^2 \rho_1 w(x,y)$$

$$\text{Équation de continuité} \quad \frac{\partial P_2(x, y, 0)}{\partial z} = -\omega^2 \rho_2 w(x, y)$$

$$-\omega^2 \left[\rho h w - \rho I \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right] + I \left[C_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(C_{12} + 2C_{33}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + C_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right] = P_1(x, y, 0) - P_2(x, y, 0) \quad (3-2)$$

La résolution de ce système d'équations permettra de déterminer les paramètres nécessaires afin de calculer la perte par transmission. Les différents termes de ces expressions sont définis ci-dessous.

$k = \frac{\omega}{c}$ = nombre d'onde (m^{-1})
 w = déplacement transversal de la paroi (m)
 P_i = pression dans le milieu i (Pa)
 ω = pulsation (rad/s)
 c = célérité (m/s)

∇^2 = opérateur gradient $\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right)$

ρ_i = densité du milieu i (kg/m^3)

ρ = densité du matériau (kg/m^3)

h = épaisseur de la paroi (m)

$I = \frac{h^3}{12}$ = inertie de section (m^3)

$$C_{11} = \frac{E_x(1 + j\eta)}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}} \quad C_{22} = \frac{E_y(1 + j\eta)}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}}$$

$$C_{12} = \frac{E_x\nu_{yx}(1 + j\eta)}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}} \quad C_{33} = G_{xy}(1 + j\eta)$$

E_x = module de Young dans la direction x (Pa)

E_y = module de Young dans la direction y (Pa)

η = coefficient d'amortissement structural

ν_{xy} = coefficient de Poisson suivant xy

ν_{yx} = coefficient de Poisson suivant yx

G_{xy} = module de cisaillement (Pa)

$$j = \sqrt{-1}$$

Ce système d'équations est résolu avec les étapes suivantes :

1. La pression est exprimée sous la forme $P = A e^{-j(k_x x + k_y y + k_z z)} \cdot e^{j\omega t}$
2. Le déplacement de la plaque est choisi comme étant $w(x, y) = C e^{-j(k_x x + k_y y)} e^{j\omega t}$
3. On obtient un système de trois équations à trois inconnus, soit l'amplitude de l'onde transmise et réfléchi et l'amplitude du déplacement de la plaque, qui peuvent être exprimés en fonction de l'amplitude de l'onde incidente par l'entremise des équations de continuité et de l'impédance de la paroi.
4. La puissance incidente et transmise sont calculées par $W = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \int_s P \cdot V^* ds \right\}$
5. La perte par transmission est donnée par $TL = 10 \log \left(\frac{W_i}{W_t} \right)$

3.2.3 Expression de la perte par transmission

L'expression de la perte par transmission d'un tel système est donnée par l'équation (3-3).
Tous les détails afin d'obtenir cette relation sont donnés à l'annexe A.

$$TL = 10\log_{10}\left(\frac{1}{\tau}\right) \quad (3-3)$$

$$\text{avec} \quad \tau = \frac{\omega^2 \rho_1 c_1 \rho_2 c_2}{\cos \theta_1} \operatorname{Re} \left\{ \frac{k_2}{\left(k_2^2 - k_1^2 \sin^2 \theta_1\right)^{1/2}} \right\} \frac{4}{\left| Z^s + j\omega(Ze_1 + Ze_2) \right|^2}$$

θ_1 = Angle d'incidence de l'onde plane par rapport à la normale de la plaque

Z^s = Impédance mécanique de la plaque

Ze_1 = Impédance équivalente du milieu émetteur

Ze_2 = Impédance équivalente du milieu récepteur

Cette expression ne démontre pas de façon explicite l'influence de l'amortissement structural de la plaque (η). Ce coefficient est intégré par un module de Young complexe dans l'impédance mécanique de la plaque. Un amortissement constant en fonction de la fréquence est utilisé.

3.2.4 Interprétation des phénomènes et validation

Le cas suivant sera considéré afin de bien cerner les principaux phénomènes gouvernant la perte par transmission de parois simples :

- plaque d'aluminium;
- deux milieux identiques soit de l'air;
- épaisseur de la plaque = 4 mm;
- onde plane incidente à $\theta = 45^\circ$ et à un angle $\phi = 0^\circ$.

La Figure 3.2 illustre la représentation graphique de la perte par transmission de cette plaque. On remarque trois zones principales dans cette courbe : la loi de masse, le phénomène de coïncidence et la loi de raideur.

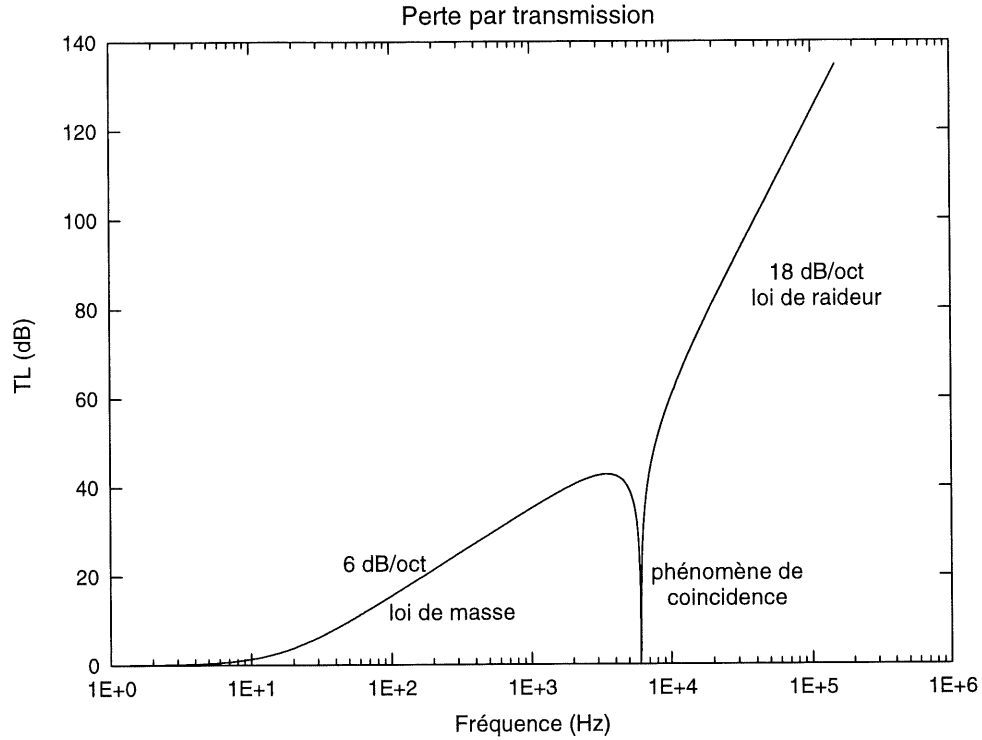


Figure 3.2 : Perte par transmission d'une plaque infinie en aluminium de 4 mm soumise à une onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Milieu air-air. $\eta = 10^{-4}$

Loi de masse :

Cette loi s'obtient à partir de deux hypothèses :

1. La paroi sépare deux milieux identiques $\rho_1 = \rho_2 = \rho_0$ et $c_1 = c_2 = c_0$
2. Les termes reliés à la raideur de la plaque peuvent être négligés devant les termes $\omega^2 \rho h$, Ze_1 et Ze_2 , c'est-à-dire que l'effet de masse de la plaque prédomine sur l'effet de rigidité de la plaque ce qui est valide en basses fréquences.

En remplaçant les termes de l'équation (3-3) et en simplifiant le tout, on retrouve :

$$TL = 10 \log \left[1 + \omega^2 \left(\frac{\rho h \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right]$$

À partir d'une certaine fréquence, lorsque le terme $\omega^2 \left(\frac{\rho h \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \gg 1$, l'indice d'affaiblissement augmente linéairement avec une pente de 6 dB/oct. De plus, en basses fréquences, si on double la masse surfacique, on augmente la perte par transmission de 6 dB.

Phénomène de coïncidence :

On observe un creux dans la courbe de perte par transmission qui se produit à la fréquence de coïncidence. Cette fréquence a comme expression :

$$f_{coin} = \sqrt{\frac{\rho h}{D}} \frac{c^2}{2\pi \sin^2 \theta_1} \quad (3-4)$$

$$\text{plaque isotrope} \quad D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}$$

$$\text{plaque orthotrope} \quad D = I \left[C_{11} \sin^4 \theta_1 + 2(C_{12} + C_{33}) \sin^2 \theta_1 \cos^2 \phi_1 + C_{22} \cos^4 \phi_1 \right]$$

Il est possible de faire apparaître la pulsation de coïncidence (ω_{coin}) dans l'expression de la transparence pour faciliter l'interprétation de ce phénomène. Si l'on injecte (3-4) dans (3-3), l'expression générale de la transparence devient :

$$\tau = Ze_1 Ze_2 \frac{4}{\omega^2 \rho^2 h^2 \left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_{coin}^2} \right]^2 + (Ze_1 + Ze_2)^2} \quad (3-5)$$

À la fréquence de coïncidence, les projections du nombre d'onde acoustique sur les axes x et y correspondent exactement au nombre d'onde structural dans la paroi. Physiquement, à la coïncidence, la cloison est excitée par l'onde incidente dans des conditions qui correspondent à son mouvement naturel.

On peut également interpréter ce phénomène comme l'annulation de l'impédance mécanique de la plaque. À la fréquence de coïncidence, l'impédance mécanique Z^s devient nulle et la transparence (τ) est unitaire, d'où une perte par transmission nulle. La paroi transmet intégralement l'onde incidente ; tout ce passe comme si la paroi est absente. Le phénomène de coïncidence est assez proche du phénomène de résonance en vibration.

Loi de raideur :

Après la fréquence de coïncidence, on observe une zone où l'augmentation est de 18 dB/oct. Cette zone est contrôlée par la rigidité de flexion de la plaque.

Validation

Afin de vérifier le code, les résultats sont comparés à ceux figurant dans un rapport D.E.A. (1986). Dans ce cas-ci, la paroi a les propriétés énumérées au Tableau 3-1. La Figure 3.3 présente la comparaison entre les résultats du code et ce rapport. On remarque une excellente similitude entre les deux courbes, ce qui confirme l'exactitude du code développé. Les différences sont attribuables à la numérisation de la courbe figurant dans le rapport D.E.A. (1986).

TABLEAU 3-1 : PROPRIÉTÉS DU MATÉRIAU ET DE L'EXCITATION
POUR LA VALIDATION DE LA PAROI SIMPLE

Matériau Aluminium	
$\rho = 2768 \text{ kg/m}^3$	$\eta = 1 \times 10^{-2}$
$E = 69 \text{ GPa}$	$\nu = 0.32$
$G = 25 \text{ GPa}$	$\theta = 45^\circ$
épaisseur = 1.445 mm	$\phi = 0^\circ$

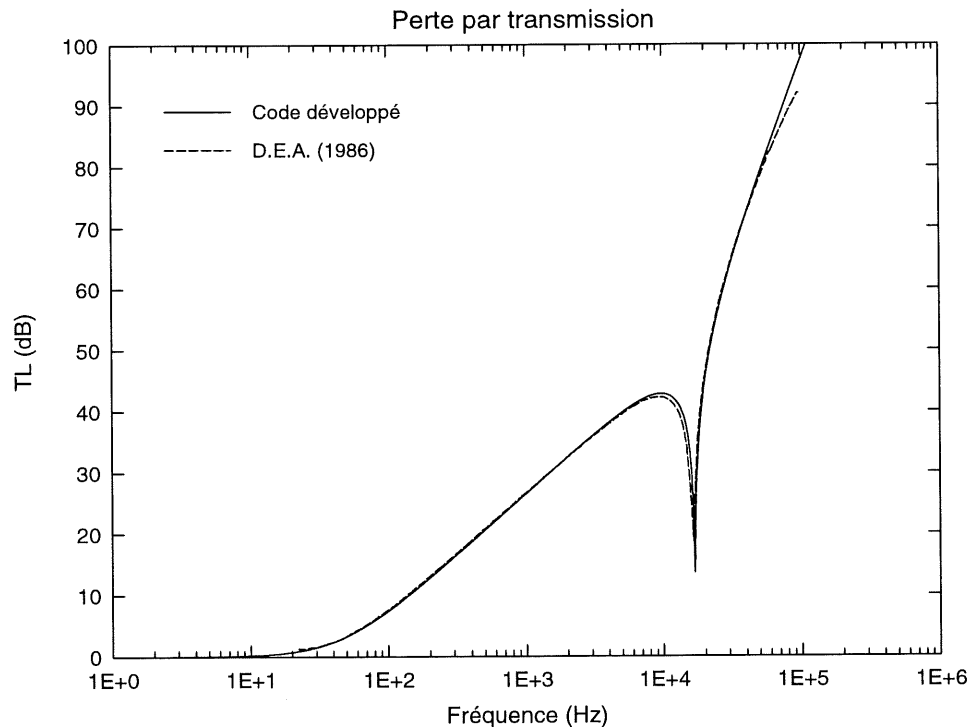


Figure 3.3 : Comparaison des résultats obtenus par le code développé et ceux présentés dans le rapport D.E.A. pour le cas de la paroi simple.

3.2.5 Étude paramétrique

Afin de mieux saisir le comportement de la perte par transmission, l'influence de quatre paramètres sera analysée :

- l'épaisseur de la paroi ;
- la variation de l'angle d'incidence de l'onde plane ;
- la nature du matériau (isotrope / orthotrope) ;
- l'influence du milieu receveur.

A) Épaisseur de la paroi

L'effet de l'épaisseur de la paroi est implicitement lié à l'impédance mécanique de la plaque. La Figure 3.4 montre la perte par transmission pour des épaisseurs de 2, 4 et 6 mm.

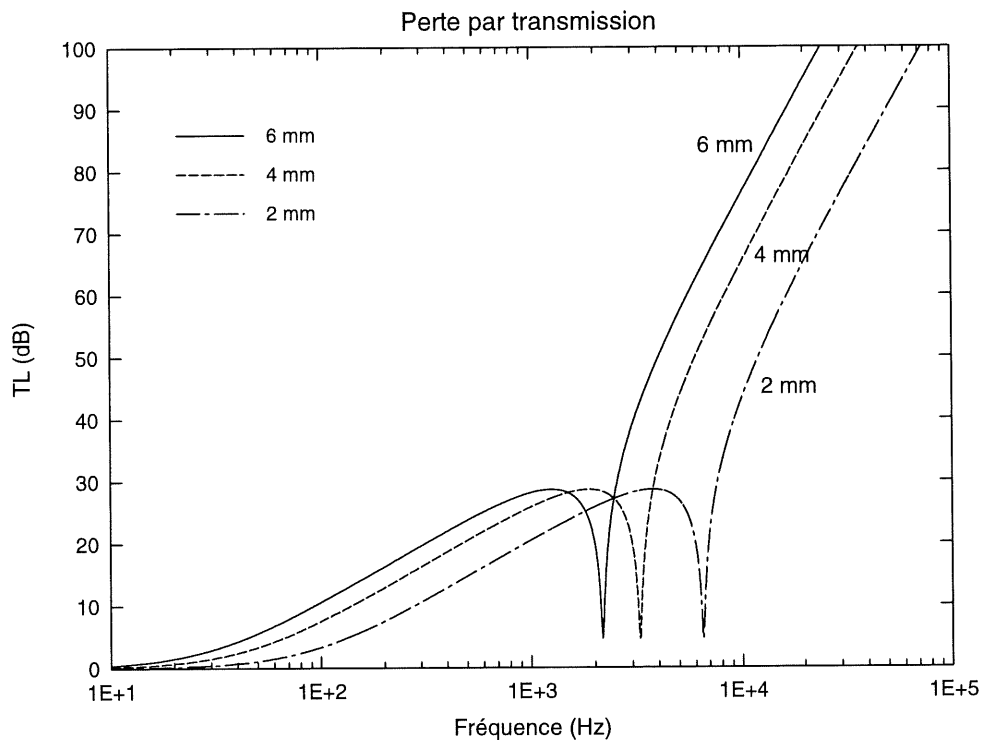


Figure 3.4 : Influence de l'épaisseur de la paroi sur la perte par transmission d'une plaque infinie de fibre de verre/époxy. Onde plane à $\theta = 75^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Milieux air-air. $\eta = 10^{-2}$.

La première remarque que l'on peut tirer est que l'augmentation de l'épaisseur décale les courbes vers les basses fréquences. Dans la zone contrôlée par la loi de masse, l'accroissement de la perte par transmission provient de l'augmentation de la masse

surfacique de la paroi. En hautes fréquences, où la loi de raideur domine, le gain est considérable, car la rigidité de flexion est proportionnelle à h^3 . D'un autre côté, au voisinage de la fréquence coïncidence, il faut être prudent, car la fréquence coïncidence diminue avec l'augmentation de l'épaisseur. La fréquence de coïncidence peut selon le cas se retrouver dans la plage de fréquence d'utilisation de la paroi et elle perdrait ainsi toute son efficacité.

B) Angle d'incidence de l'onde plane

La Figure 3.5 présente clairement l'influence de l'angle d'incidence par rapport à la normale au plan. Tout d'abord, on constate que la fréquence de coïncidence varie beaucoup en fonction de cet angle. En effet, elle est minimale à une incidence rasante ($89,5^\circ$) et augmente graduellement avec une diminution de l'angle d'incidence. En théorie, la fréquence de coïncidence devient infinie lorsque l'incidence est normale (0°). On constate qu'à cet angle, la perte par transmission est essentiellement contrôlée par la loi de masse. Pour de forte incidence, la paroi est très peu efficace en basses fréquences.

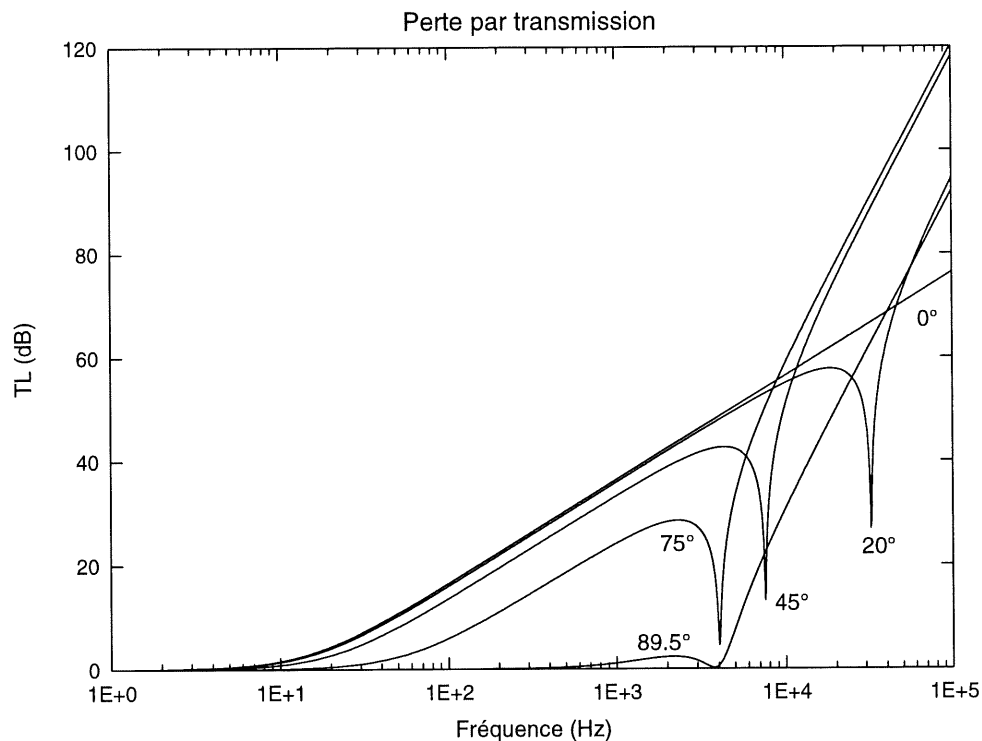


Figure 3.5 : Influence de l'incidence de l'onde plane sur la perte par transmission d'une paroi infinie de fibre de verre/époxy d'épaisseur de 4 mm. Milieu air-air. $\phi = 0^\circ$. $\eta = 10^{-2}$

Pour le cas d'une plaque orthotrope, il est également intéressant d'analyser l'influence de l'angle d'incidence par rapport aux axes d'orthotropie (ϕ). La Figure 3.6 illustre bien le rôle de ϕ sur la perte par transmission. Avec ce type de matériau, dont la rigidité est maximum suivant l'axe x , on remarque que plus l'angle augmente, plus la fréquence de coïncidence est repoussée en hautes fréquences. On atteint un maximum pour $\phi = 90^\circ$ dû à la symétrie de la plaque. Si on observe l'expression de la fréquence de coïncidence (équation (3-4)), on voit qu'elle est inversement proportionnelle à la rigidité de flexion de la plaque (D). Plus cette rigidité augmente, plus la fréquence de coïncidence diminue. Alors, lorsque l'onde vient frapper la paroi suivant la direction où le module d'élasticité est maximum, l'onde fait face à une rigidité de flexion maximum, d'où la fréquence de coïncidence minimum. Plus on s'éloigne de cette direction où la rigidité est maximum, plus la fréquence de coïncidence augmente. Pour un matériau orthotrope, la direction des fibres par rapport à l'onde incidente est donc un paramètre important.

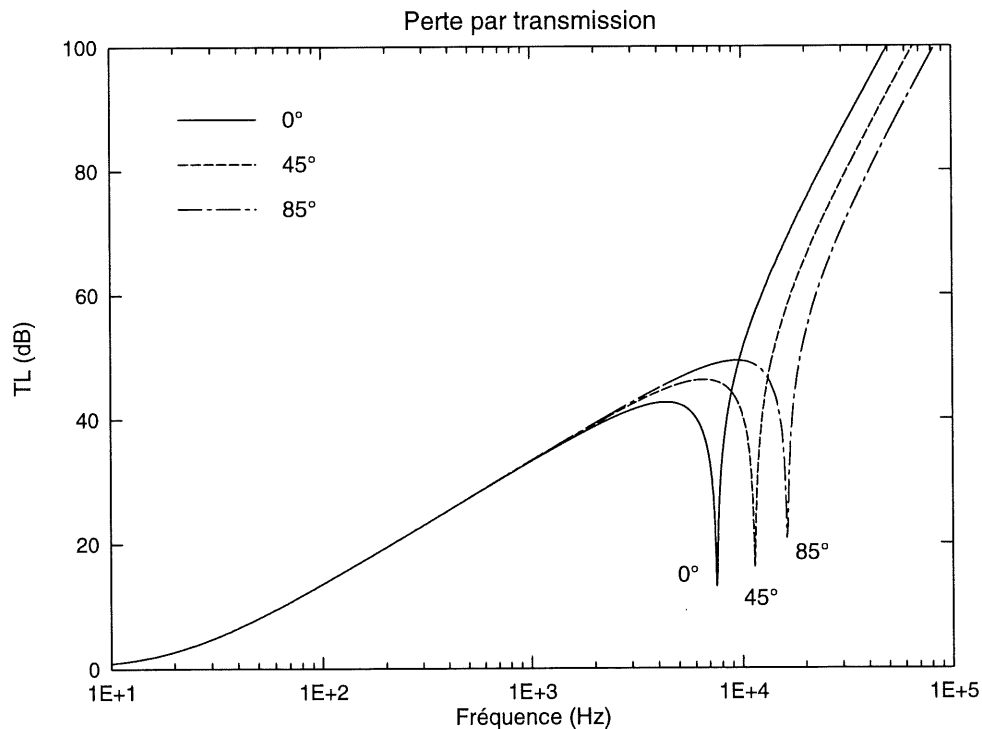


Figure 3.6 : Influence de l'angle ϕ sur la perte par transmission d'une plaque infinie de fibre de verre/époxy de 4 mm soumise à une onde plane à $\theta = 45^\circ$. Milieu air-air. $\eta = 10^{-2}$.

C) Nature du matériau

Les trois matériaux que l'on compare ici sont l'acier, l'aluminium et la fibre de verre/époxy. Les propriétés de ces matériaux sont énumérées au Tableau 3-2

TABLEAU 3-2 : PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES DE L'ACIER, DE L'ALUMINIUM ET DE LA FIBRE DE VERRE/ÉPOXY

	Acier	Aluminium	Verre/Époxy
ρ (kg/m ³)	7850	2786	2190
E_x (GPa)	210	69	38.6
E_y (GPa)	210	69	8.27
G_{xy} (GPa)	80	25	4.14
ν	0.3	0.32	0.26
η	1×10^{-4}	1×10^{-4}	1×10^{-2}

La nature du matériau est implicitement liée à l'impédance mécanique de la paroi (Z^s) voir éq. A-5 p.207. La Figure 3.7 fournis la perte par transmission pour ces trois matériaux pour une épaisseur de paroi de 4 mm et une onde à $\theta = 75^\circ$ et $\phi = 45^\circ$. La différence entre les courbes est reliée à la densité et la rigidité des matériaux. Le matériau ayant la masse volumique la plus élevée a la perte par transmission la plus élevée en basse fréquence, dans ce cas-ci , c'est l'acier. En hautes fréquences où la loi de raideur domine, c'est les matériaux ayant les modules d'élasticité les plus grands qui offrent la meilleure perte par transmission. Le matériau orthotrope présente dans ce cas-ci la plus faible perte par transmission, puisqu'il a la densité et les modules d'élasticité les plus faibles et en plus, l'incidence de l'onde se rapproche de la direction où la rigidité est minimum. Dans la zone des fréquences critiques, aucune conclusion pertinente ne peut être avancée.

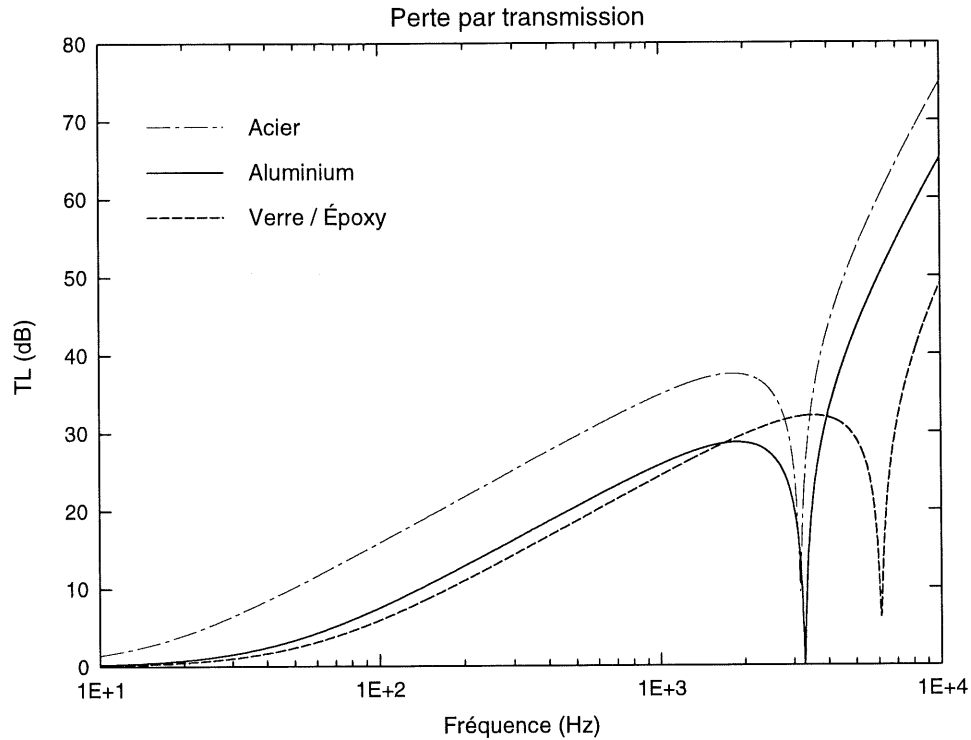


Figure 3.7 : Influence du matériau composant la paroi infinie sur la perte par transmission. Épaisseur de 4 mm. Onde plane à $\theta = 75^\circ$ et $\phi = 45^\circ$. Milieux air-air. $\eta = 10^{-2}$.

D) Influence du milieu receveur

Dans l'expression de la transparence acoustique de la plaque, on remarque directement que la nature des milieux joue un rôle important tant du côté incident que du côté récepteur. Il faut toutefois apporter une remarque lorsque les deux fluides sont différents.

- $c_1 = c_2$ $\theta_1 = \theta_2$, et l'onde transmise est toujours progressive, le bruit transmis est important.
- $c_1 > c_2$ l'onde transmise est toujours progressive et elle émerge à un angle donné par :

$$\theta_2 = \text{Arc sin} \left(\frac{c_2}{c_1} \sin \theta_1 \right)$$

- $c_1 < c_2$ exemple air-eau , il existe un angle limite d'incidence θ_{1L} au-delà duquel l'onde transmise devient évanescente, le bruit transmis est faible.

$$\theta_{1L} = \text{Arc sin} \left(\frac{c_1}{c_2} \right)$$

Pour le cas air-eau, $c_1 < c_2$, l'angle limite est de $13,3^\circ$. À un angle supérieur, la quantité $Re\{\}$ de l'équation (3-3) devient nulle ainsi que la transparence. L'onde transmise est évanescente. La Figure 3.8 représente le cas où le milieu émetteur est de l'air et le milieu récepteur est soit de l'eau ou de l'air. Afin de comparer les résultats, un angle d'incidence de 10° a été utilisé.

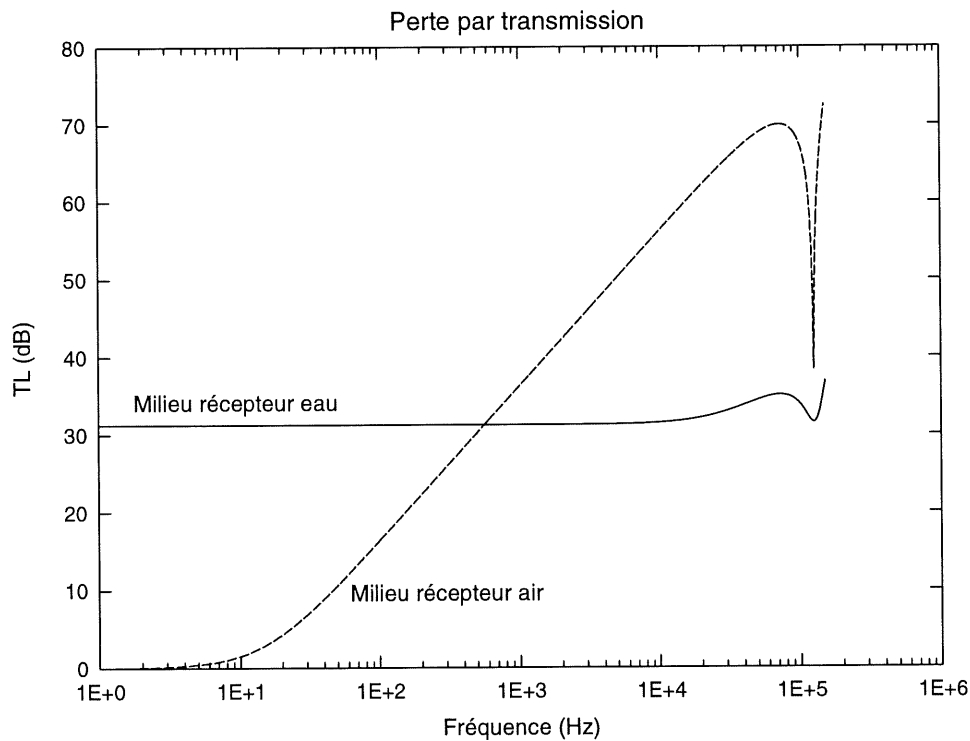


Figure 3.8 : Influence de la nature du milieu récepteur sur la perte par transmission d'une plaque infinie de fibre de verre de 4 mm soumise à une onde plane à $\theta = 10^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Milieu air-air et air-eau. $\eta = 10^{-2}$.

Il est intéressant de noter que jusqu'à environ 10000 Hz dans le cas de l'eau, la perte par transmission est indépendante de la fréquence. Cette grande différence entre les deux

situations s'explique principalement par une forte rupture d'impédance dans le cas air-eau. L'impédance équivalente du milieu récepteur Ze_2 contrôle le comportement de la transparence, car $Ze_2 \gg Ze_1$ et Z^s . Autrement dit, la cloison ne sert à rien. Par la suite, on retrouve les mêmes tendances dans les deux cas, mais de façon beaucoup moins prononcée. Il est à remarquer que la fréquence de coïncidence est demeurée constante. En effet, celle-ci ne dépend que de la densité surfacique de la paroi, de la rigidité de flexion, de l'angle d'incidence de l'onde et de la célérité du milieu incident. Une autre constatation pertinente est qu'il existe une fréquence au-dessus de laquelle la perte par transmission dans le cas de l'air est supérieure au cas de l'eau.

3.2.6 Synthèse à propos de la perte par transmission de parois infinies simples

- La perte par transmission de la paroi simple présente trois régions distinctes soit la loi de masse, le phénomène de coïncidence et la loi de raideur.
- La loi de masse domine en basses fréquences avec un accroissement de 6 dB/oct.
- La fréquence de coïncidence correspond à l'annulation de l'impédance mécanique ou à l'égalité des projections des nombres d'onde acoustique et structural. À cette fréquence, la perte par transmission chute considérablement.
- La loi de raideur contrôle TL en hautes fréquences avec une croissance de 18 dB/oct.
- La perte par transmission diminue avec l'augmentation de l'angle d'incidence de l'onde plane.

3.3.2 Le système d'équations

Le système d'équations régissant le système couplé est le suivant:

Milieu 1 Équation d'onde $\nabla^2 P_1(x, y, z) + k_1^2 P_1(x, y, z) = 0$

Équation de continuité $\frac{\partial P_1(x, y, 0)}{\partial z} = -\omega^2 \rho_1 w_I(x, y)$

Milieu 2 Équation d'onde $\nabla^2 P_2(x, y, z) + k_2^2 P_2(x, y, z) = 0$

Équation de continuité $\frac{\partial P_2(x, y, 0)}{\partial z} = -\omega^2 \rho_2 w_I(x, y)$

et $\frac{\partial P_2(x, y, e)}{\partial z} = -\omega^2 \rho_2 w_{II}(x, y)$

Milieu 3 Équation d'onde $\nabla^2 P_3(x, y, z) + k_3^2 P_3(x, y, z) = 0$

Équation de continuité $\frac{\partial P_3(x, y, e)}{\partial z} = -\omega^2 \rho_3 w_{II}(x, y)$

Plaque 1

$$-\omega^2 \rho_I h_I w_I + I_I \left[C_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(C_{12} + 2C_{33}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + C_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right] = P_1(x, y, 0) - P_2(x, y, 0)$$

Plaque 2

$$-\omega^2 \rho_{II} h_{II} w_{II} + I_{II} \left[B_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(B_{12} + 2B_{33}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + B_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right] = P_2(x, y, e) - P_3(x, y, e)$$

Les coefficients C_{11} , C_{12} , C_{33} et C_{22} correspondent à la plaque 1 et B_{11} , B_{12} , B_{33} et B_{22} font référence à la plaque 2. Ils ont les mêmes expressions que dans le cas d'une paroi simple.

Ce système d'équation est résolu en suivant les mêmes étapes que celles énumérées à la section 3.2.2. Cependant, cette fois-ci on obtient un système de six équations à six inconnus. Ce système est obtenu en développant les quatre équations de continuité, c'est-à-

dire la vitesse du fluide dans la direction perpendiculaire à la plaque doit être égale à la vitesse de la plaque, et ce pour chaque milieu. Les deux autres équations proviennent des équations de mouvement des deux plaques. La résolution de ce système d'équations permet de trouver l'expression de la puissance incidente et transmise dont découle la perte par transmission.

3.3.3 Expression de la perte par transmission

L'expression de la perte par transmission d'une paroi double dont la cavité contient de l'air est donnée par l'équation (3-6). Tous les détails pour obtenir cette relation sont donnés à l'annexe B.

$$TL = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right) \quad (3-6)$$

avec

$$\tau(\omega, \theta_1, \phi_1) = \omega^2 \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1} \frac{\rho_3 c_3}{\cos \theta_3} \frac{4 |Z_{I-II}|^2}{|Z_{I-I} Z_{II-II} - Z_{I-II}^2|^2}$$

$$Z_{I-I} = Z_I^s + \frac{j\omega^2 \rho_1}{k_1 \cos \theta_1} + \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \cot(k_{2z} e)$$

$$Z_{I-II} = \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \frac{1}{\sin(k_{2z} e)}$$

$$Z_{II-II} = Z_{II}^s + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} + \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \cot(k_{2z} e)$$

3.3.4 Interprétation des phénomènes et validation

Tout d'abord, afin de bien cerner les grandes tendances, les principaux phénomènes de la perte par transmission sont analysés à partir d'un cas type de double cloison. Les caractéristiques suivantes sont utilisées :

- deux plaques de fibre de verre / époxy ;
- épaisseur des plaques = 2 mm ;
- trois milieux identiques soit de l'air ;
- épaisseur de la cavité = 4 cm ;
- onde plane incidente à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$.

La Figure 3.10 illustre la perte par transmission de cette double paroi. On remarque deux nouvelles caractéristiques pour cette courbe : la fréquence de respiration et les ondes stationnaires.

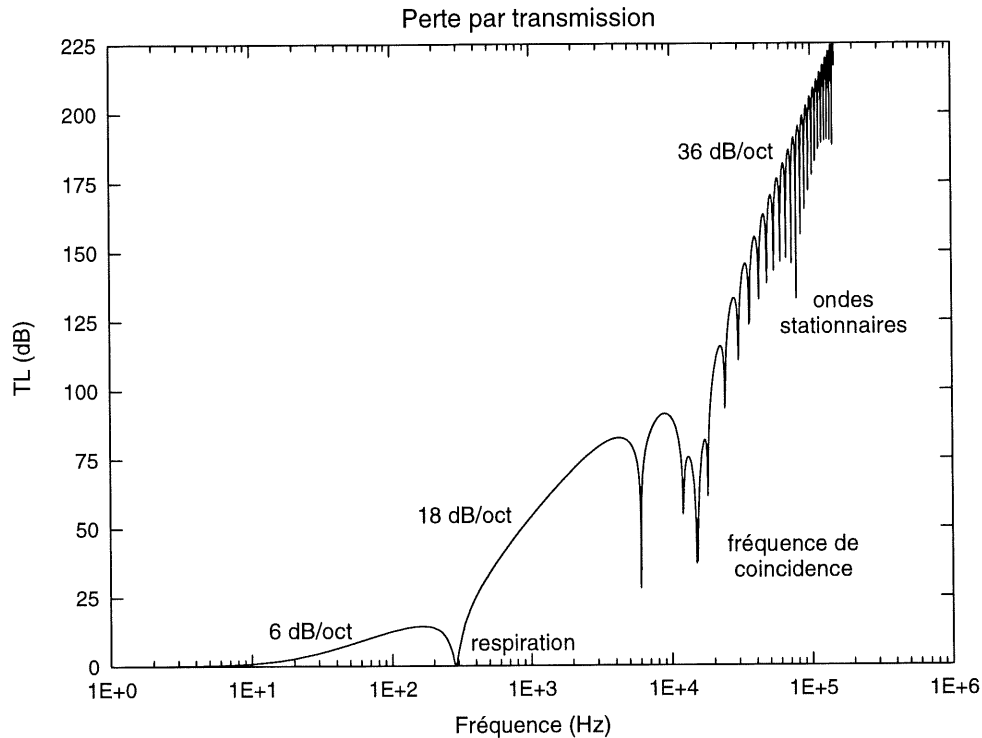


Figure 3.10 : Perte par transmission d'une plaque double infinie en fibre de verre/époxy soumise à une onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. $\eta = 10^{-2}$. Espacement = 4 mm. Épaisseur des plaques = 2 mm.

Loi de masse

En basses fréquences, la perte par transmission est gouvernée par la loi de masse (masse totale de la paroi) avec une croissance classique de 6 dB/oct. (voir section 3.2.4)

Fréquence de respiration

La loi de masse est valide jusqu'à une fréquence particulière pour la paroi double où on observe une baisse dans la perte par transmission. Cette baisse se produit à une fréquence appelée *fréquence de respiration*. À cette fréquence, la paroi se comporte comme un système équivalent masse-ressort-masse (plaque 1 - air - plaque 2) où

l'excitation provoque un déplacement des plaques en opposition de phase. À ce moment, la deuxième plaque montre un fort déplacement qui excite le fluide receveur. Le bruit engendré est important d'où une forte transparence. Il est possible de démontrer que cette fréquence peut être calculée par l'expression suivante :

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_1 c_1^2}{\cos^2 \theta_1} \frac{1}{e} \times \frac{\rho_I h_I + \rho_{II} h_{II}}{\rho_I h_I \cdot \rho_{II} h_{II}}}$$

Loi de raideur

À la suite de cette fréquence de respiration, on observe une croissance de 18 dB/oct, c'est la loi de raideur. (voir section 3.2.4)

Ondes stationnaires

La loi de raideur est valide jusqu'à un domaine où on observe plusieurs chutes espacées de façon régulière (représentation linéaire). Ces creux correspondent à des fréquences particulières qui développent des patrons d'ondes stationnaires dans la cavité (modes acoustiques). Lorsqu'une telle onde est créée, on retrouve à la surface de chaque paroi un niveau de pression maximum. Comme un niveau de pression maximum correspond à une excitation maximum, il est normale de retrouver une chute de la perte par transmission à ces fréquences. Cette situation se produit lorsque, pour un θ_1 fixé, les impédances Z_{I-I} , Z_{I-II} et Z_{II-II} tendent vers l'infinies, c'est-à-dire pour :

$$k_{2z} e = n\pi$$

$$k_2 \cos \theta_2 e = n\pi$$

$$f_n = \frac{n c_2}{2 e \cos \theta_2}$$

Pour deux fluides identiques $\rho_1 c_1 = \rho_2 c_2 = \rho c$ et $\theta_1 = \theta_2$

$$f_n = \frac{n c}{2 e \cos \theta_1} \quad \text{où } n = 1, 2, 3, \dots$$

Fréquence de coïncidence

Lorsque la paroi est soumise à une onde plane d'incidence quelconque (autre que 0°), un creux se démarque dans la courbe de perte par transmission. Il correspond à la fréquence de coïncidence des plaques (voir section 3.2.4). Si les plaques ne sont pas de la même épaisseur ou du même matériau, on observera une fréquence de coïncidence pour chaque plaque. Ces fréquences ont comme expression :

$$f_{coin} = \sqrt{\frac{\rho h}{D}} \frac{c^2}{2\pi \sin^2 \theta_1} \quad (3-7)$$

$$\text{plaque isotrope} \quad D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}$$

$$\text{plaque orthotrope} \quad D = I \left[C_{11} \sin^4 \theta_1 + 2(C_{12} + C_{33}) \sin^2 \theta_1 \cos^2 \phi_1 + C_{22} \cos^4 \phi_1 \right]$$

Validation

Afin de vérifier le code pour les parois doubles, les résultats sont comparés à ceux figurant dans le rapport D.E.A. (1986). Dans ce cas-ci, la paroi a les propriétés énumérées au TABLEAU 3-3. La Figure 3.11 présente la comparaison entre les résultats du code et ce rapport. On remarque une excellente similitude entre les deux courbes. Les différences proviennent de la numérisation de la courbe figurant dans le rapport D.E.A. (1986).

TABLEAU 3-3 : PROPRIÉTÉS DU MATÉRIAU ET DE L'EXCITATION POUR LA VALIDATION DE LA PAROI DOUBLE

Matériau Aluminium	
$\rho = 2768 \text{ kg/m}^3$	$\eta = 1 \times 10^{-2}$
$E = 69 \text{ GPa}$	$\nu = 0.32$
$G = 25 \text{ GPa}$	$\theta = 45^\circ$
espacement = 10 mm	$\phi = 0^\circ$
épaisseur = identique 0.7225 mm	

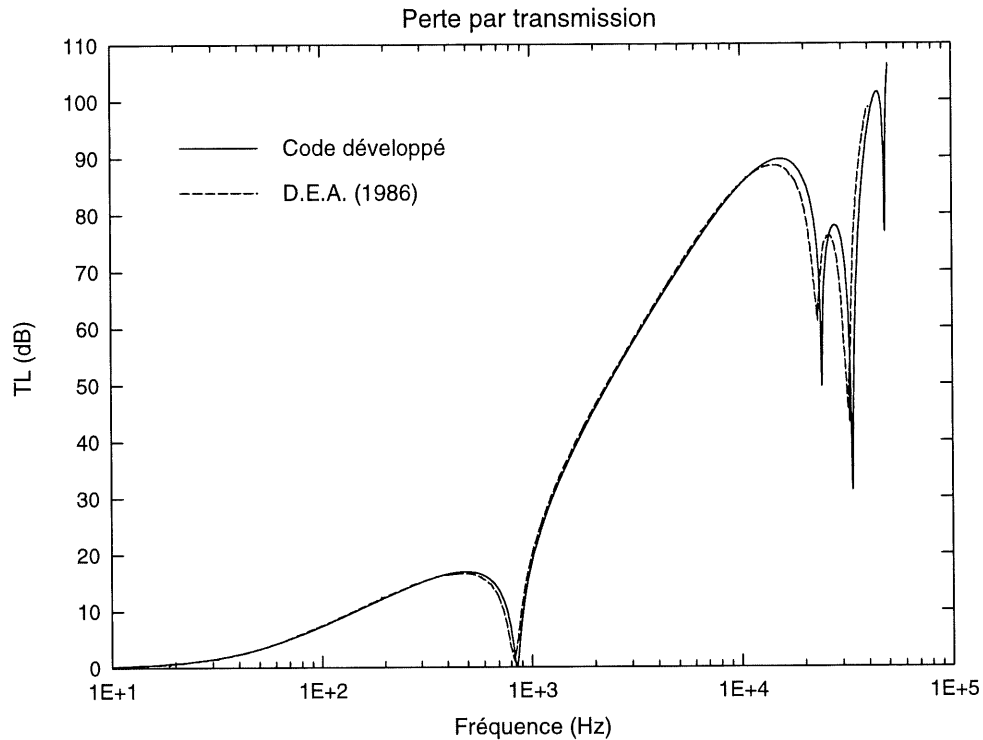


Figure 3.11 : Comparaison des résultats obtenus par le code développé et ceux présentés dans le rapport D.E.A. pour le cas de la paroi double. Cavité contient de l'air. $\eta = 10^{-2}$.

3.3.5   tude paramétrique

A) **Espacement entre les parois**

L'effet de l'espacement entre les parois sur la perte par transmission est illustré à la Figure 3.12. On remarque que son impact dépend de la plage de fréquence considérée. Si on se situe entre la fréquence de respiration et la fréquence de co  incidence, il peut être avantageux d'augmenter l'espacement, mais de nouvelles ondes stationnaires apparaissent. L'élargissement de l'espacement permet à des patrons d'onde de plus grande longueur d'onde, donc de fréquence plus basse, de se développer entre les parois. Ceci provoque des chutes de perte par transmission où initialement il n'y en avait pas. D'un autre côté, si la zone d'intérêt est sous la fréquence de respiration, il faut être vigilant, car une augmentation de l'espacement provoque une diminution de la fréquence de respiration. Si cette fréquence tombe dans la zone d'utilisation du système, rien n'a été amélioré. En ce qui concerne la

fréquence de coïncidence, elle demeure constante puisqu'elle n'est pas fonction de l'espacement entre les parois.

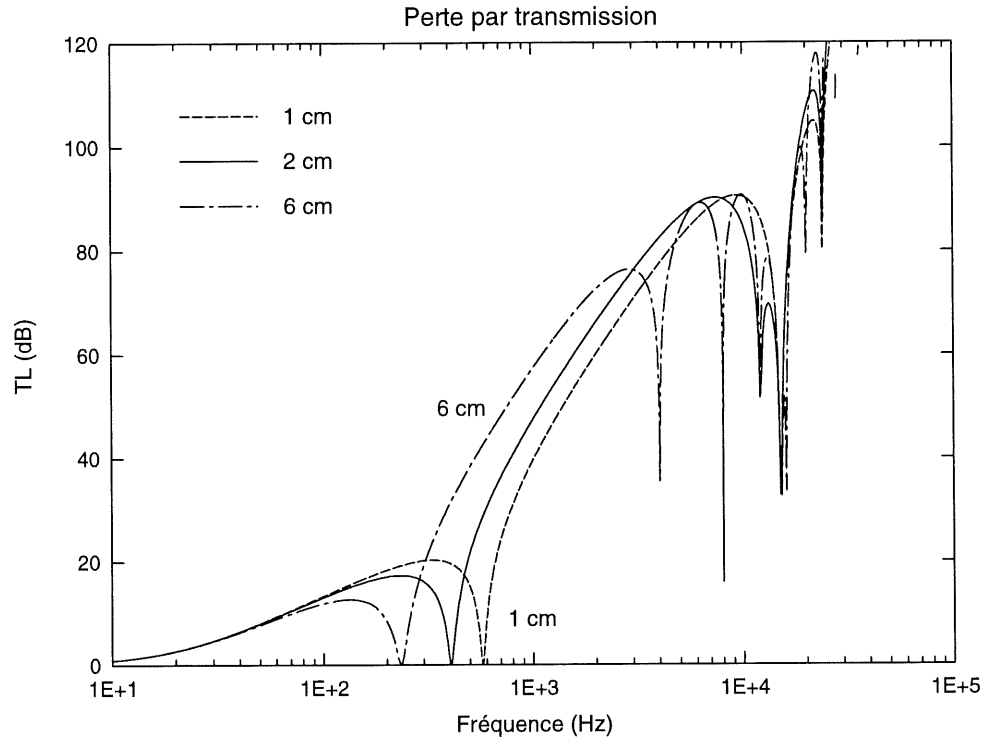


Figure 3.12 : Influence de l'espacement entre les parois sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Épaisseur des plaques = 2 mm. Onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. $\eta = 10^{-2}$.

B) Plaques dissymétriques

Jusqu'à présent, nous avons considéré des plaques de même épaisseur. Dans ce cas, la fréquence de co incidence de la première plaque est identique à celle de la deuxième et la transparence est à ce moment très importante, ce qui est très pénalisant. En pratique, les doubles plaques sont généralement dissymétriques. De cette façon, si l'excitation correspond à la fréquence de co incidence de l'une des deux plaques, il restera toujours l'autre pour offrir une perte par transmission respectable. La Figure 3.13 présente des courbes où les épaisseurs ne sont pas identiques. Si on regarde attentivement, on constate que la fréquence de co incidence se situe aux environs de 30 000 Hz dans le cas de la paroi double de 1 mm. Par contre, si on augmente l'épaisseur à 6 mm pour une des deux plaques, on obtient une deuxième fréquence de co incidence à 5800 Hz. On peut remarquer le gain

considérable sur la perte par transmission en hautes fréquences. D'un autre côté, il est très intéressant de noter que la perte par transmission n'est plus nulle à la fréquence de respiration.

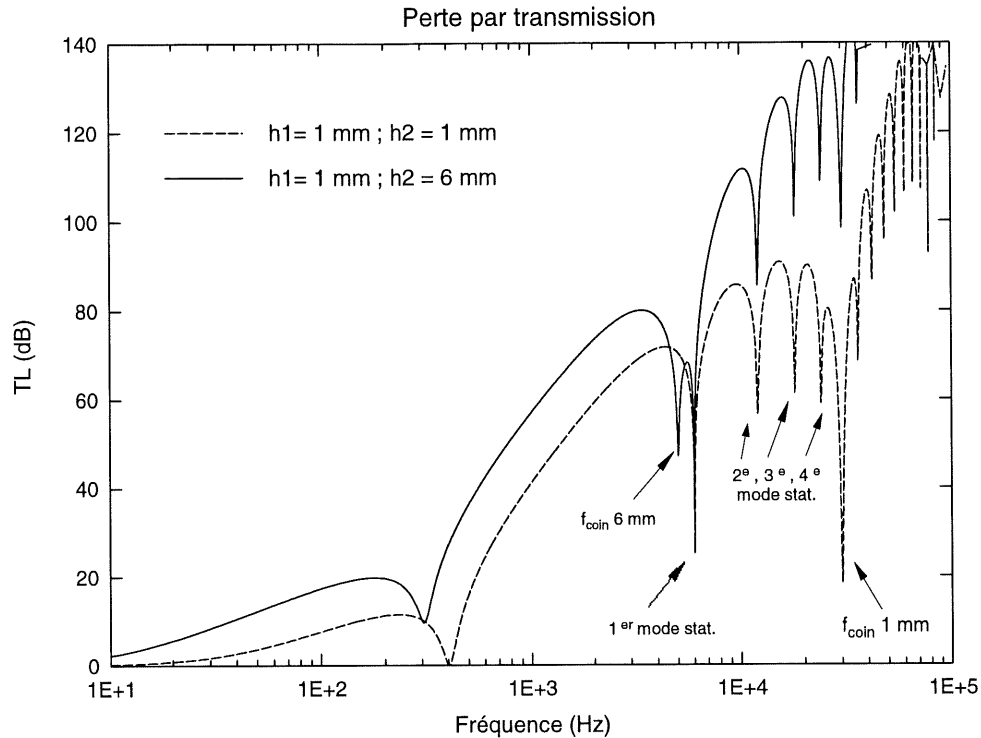


Figure 3.13 : Influence de la dissymétrie des plaques sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Espacement = 4 cm. Onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. Épaisseur de la première plaque = 1 mm dans chaque cas. $\eta = 10^{-2}$.

L'exemple de dissymétrie de plaques abordé plus haut est très intéressant, mais la masse surfacique a dans ce cas été multipliée par un facteur de 3.5. Dans bien des applications, cette augmentation de masse ne pourra être permise. Faire varier les épaisseurs des deux plaques pour conserver la même masse surfacique totale pourrait être une option intéressante à analyser. La Figure 3.14 montre l'influence d'un tel changement.

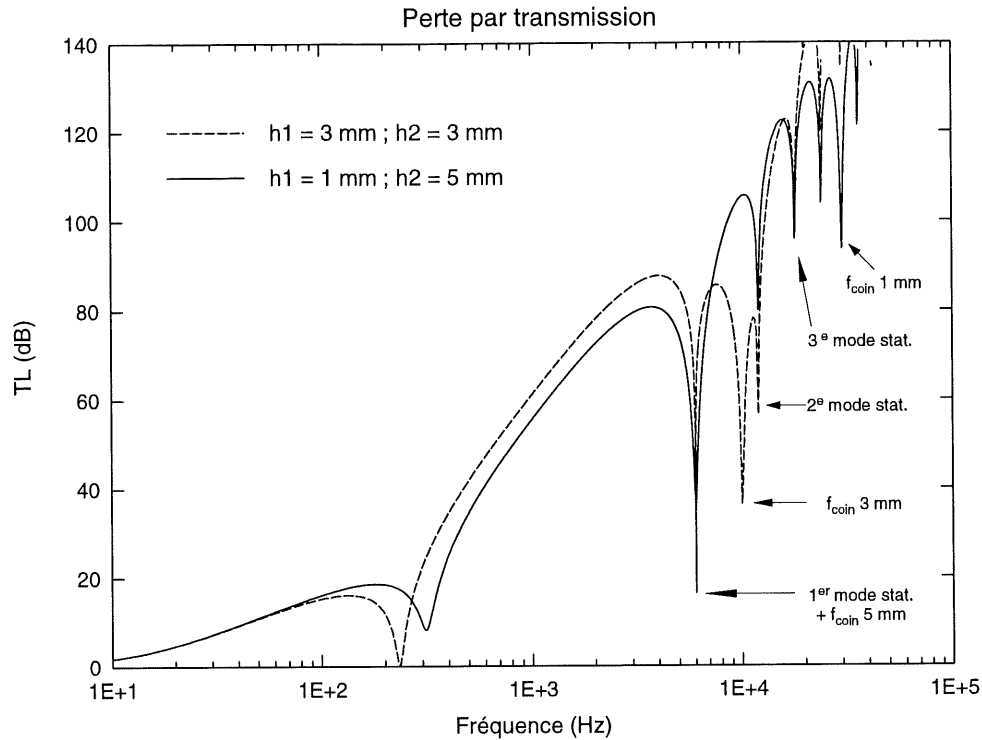


Figure 3.14 : Influence de la dissymétrie des plaques sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Espacement = 4 cm. Onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Cavité contient de l'air. Variation de l'épaisseur pour conserver la même masse surfacique. $\eta = 10^{-2}$.

La première constatation est que la perte par transmission n'est pas nulle à la fréquence de respiration et qu'elle s'est déplacé vers les hautes fréquences, ce qui peut être avantageux. Ceci est cohérent avec la définition de la fréquence de respiration, puisqu'elle est proportionnelle à la somme des masses surfaciques (qui n'a pas changé) et inversement proportionnelle au produit des masses surfaciques qui a presque diminué de moitié (1.8). De plus, on ne retrouve plus le creux qui existait à la fréquence de coïncidence des plaques de 3 mm, mais on a créé deux nouvelles fréquences de coïncidence de part et d'autre. Celle correspondant à la paroi de 5 mm chevauche le premier mode stationnaire, ce qui n'est pas favorable. La deuxième est à une fréquence suffisamment élevée où la perte par transmission est très bonne.

3.3.6 Synthèse à propos de la perte par transmission de parois infinies doubles

- Deux phénomènes nouveaux s'ajoutent pour cette paroi : la fréquence de respiration et les ondes stationnaires.
- À la fréquence de respiration (f_{res}), la perte par transmission tend vers zéro. À cette fréquence, la paroi se comporte comme un système équivalent masse-ressort-masse (plaque 1 - air - plaque 2) où l'excitation provoque un déplacement des plaques en opposition de phase.
- À certaines fréquences d'excitation, des ondes stationnaires (modes acoustiques) se développent dans la cavité et provoquent des chutes de perte par transmission à ces fréquences. Cette région est caractérisée par une enveloppe à croissance de 36 dB/oct.
- Pour $f < f_{res}$ \Rightarrow TL croît de 6 dB/oct (loi de masse)
 $f_{res} < f < f_{coïn}$ \Rightarrow TL croît de 18 dB/oct (loi de raideur)
 $f > f_{coïn}$ \Rightarrow Ondes stationnaires (36 dB/oct)
- L'augmentation de l'espacement entre les parois diminue la fréquence de respiration et donne la possibilité à des ondes stationnaires de se développer en plus basses fréquences.
- Il est avantageux d'utiliser des parois dissymétriques, car la fréquence de coïncidence de la première plaque n'est plus identique à la deuxième.

3.4 Parois doubles avec absorbant

3.4.1 Définition du système

Dans cette quatrième section, le système est composé d'une paroi double infinie dont la cavité contient un matériau absorbant. Les milieux émetteur et récepteur sont arbitraires. Les plaques seront considérées comme minces, homogènes et orthotropes. Les axes d'orthotropie correspondent aux axes x - y du système défini ci-dessous. De plus, cette paroi sera soumise à une onde plane d'incidence quelconque. L'interaction fluide-structure sera également considérée. Le schéma suivant illustre le système énoncé.

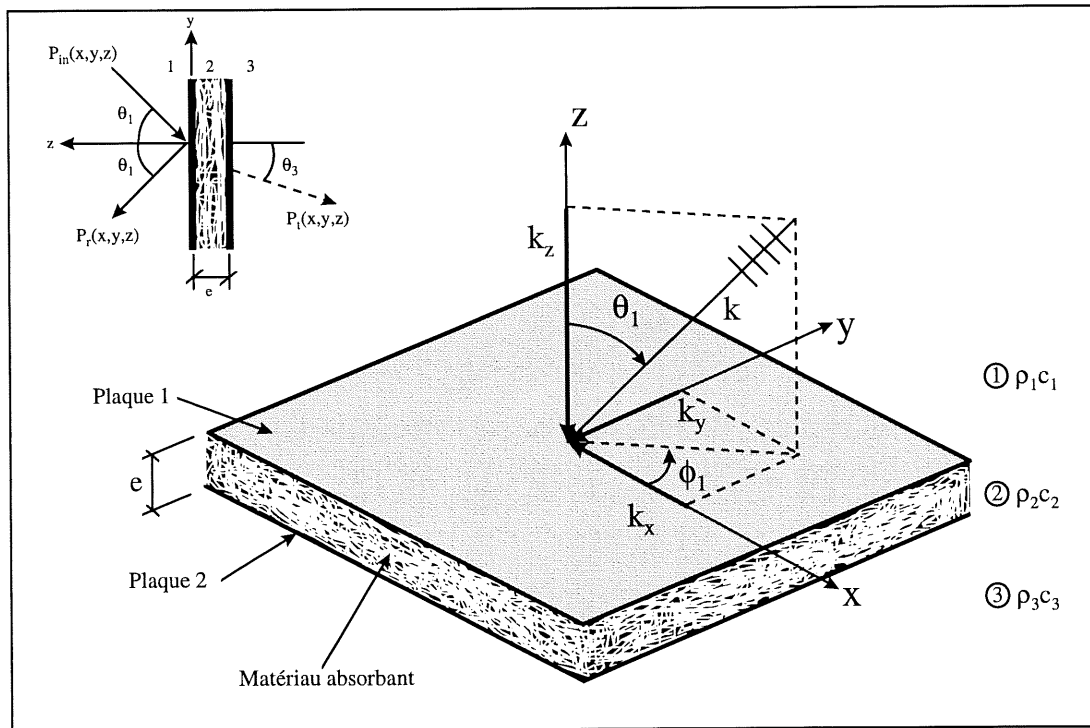


Figure 3.15 : Définition du système d'axes. Paroi double infinie dont la cavité contient un matériau absorbant. Paroi homogène, orthotrope séparant deux milieux quelconques, soumise à une onde plane.

3.4.2 Le système d'équations et modélisation de l'absorbant

Le système d'équations est le même que celui présenté dans le cas de la paroi double dont la cavité contient de l'air (section 3.3.2). La différence majeure réside dans l'expression du nombre d'onde, de la densité et de la célérité du milieu 2. En effet, pour un matériau absorbant, ces trois quantités sont décrites par des expressions comportant des termes

imaginaires afin de décrire le comportement “absorbant” du milieu 2. Le modèle de Miki (1990) peut être utilisé pour déterminer ces trois quantités. Ce modèle est valable pour une très grande variété de matériaux et il est simple d’emploi, car il n’est fonction que d’une seule variable physique, l’impermeabilité du matériau absorbant (σ). De plus, il donne des résultats très voisins de modèles beaucoup plus sophistiqués.

1. Le modèle de Miki donne l’expression du nombre d’onde pour un matériau absorbant :

$$k(f) = \beta(f) - j\alpha(f) \quad \text{où} \quad \beta(f) = \frac{\omega}{c_o} \left[1 + 0.109 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0.618} \right]$$

$$\alpha(f) = \frac{\omega}{c_o} \left[0.160 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0.618} \right]$$

σ = impermeabilité du matériau absorbant (mks)
 f = fréquence (Hz)

2. Ce modèle inclut également l’expression de l’impédance du matériau absorbant :

$$\frac{Z(f)}{\rho_0 c_0} = 1 + 0.07 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0.632} - j0.107 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0.632} \quad \text{où} \quad \rho_0 = \text{densité de l'air}$$

c_0 = célérité dans l’air

3. À partir des expressions classiques des lois de propagation et d’impédance des matériaux, on obtient l’expression de la densité complexe du matériau absorbant :

$$k = \frac{\omega}{c} \quad \text{et} \quad Z = \rho c$$

on obtient $\rho = \frac{Z(f) k}{\omega}$

4. La célérité (c) peut alors être calculée à partir du nombre d’onde ou de l’expression de l’impédance.

Le développement des équations régissant le système couplé est le même que dans le cas où la cavité ne comporte que de l’air. Cependant, comme les nombres d’onde sont complexes, il faut faire attention à la continuité des nombres d’onde. Regardons l’expression obtenue pour la continuité des accélérations entre le milieu 1 et la plaque I. (annexe B éq. (B-5))

$$-jk_{1z}e^{-j(k_{1x}x+k_{1y}y)}(-A_{1i}+A_{1r})=\omega^2\rho_1C_Ie^{-j(k_x x+k_y y)}$$

pour que cette relation soit vérifiée pour tout x et y , il faut que :

$$k_{1x}=k_x=k_1\sin\theta_1\cos\phi_1$$

$$k_{1y}=k_y=k_1\sin\theta_1\sin\phi_1$$

$$k_{1z}=k_1\cos\theta_1$$

Donc, les projections des nombres d'onde sur les axes x et y sont des nombres réels tant pour le milieu 1 que pour la plaque I, puisque les caractéristiques du matériau absorbant n'interviennent pas.

Pour la continuité entre le milieu 2 et la plaque I on a:

$$e^{-j(k_{2x}x+k_{2y}y)}jk_{2z}(-A_{2i}+A_{2r})=\omega^2\rho_2C_Ie^{-j(k_x x+k_y y)}$$

Pour que cette relation soit vérifiée en tout point x et y , il faut que :

$$k_{2x}=k_x=k_1\sin\theta_1\cos\phi_1$$

$$k_{2y}=k_y=k_1\sin\theta_1\sin\phi_1$$

Donc, les projections dans la direction x et y du nombre d'onde du milieu 2 doivent également être réels. Par contre, il faut satisfaire la relation de dispersion :

$$k_2^2=k_{2x}^2+k_{2y}^2+k_{2z}^2$$

$$k_{2z}^2=\pm\sqrt{k_2^2-k_{2x}^2-k_{2y}^2}$$

La composante en z est donc complexe car k_2 est complexe.

Finalement, on constate que l'on obtiendra exactement le même système d'équations que dans le cas où la cavité ne comporte que de l'air à l'exception des expressions pour ρ_2 , k_{2z} et c_2 .

3.4.3 Expression de la perte par transmission

L'expression de la perte par transmission d'une paroi double dont la cavité contient un matériau absorbant est donnée par l'équation (3-8). Cette expression est identique à celle développée pour la paroi double dont la cavité contient de l'air (section 3.3.3). Pour les expressions de k_{2z} , ρ_2 et c_2 , se référer à la section précédente.

$$TL = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right) \quad (3-8)$$

$$\text{avec} \quad \tau(\omega, \theta_1, \phi_1) = \omega^2 \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1} \frac{\rho_3 c_3}{\cos \theta_3} \frac{4 |Z_{I-II}|^2}{|Z_{I-I} Z_{II-II} - Z_{I-II}^2|^2}$$

$$Z_{I-I} = Z_I^s + \frac{j\omega^2 \rho_1}{k_1 \cos \theta_1} + \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \cot(k_{2z} e)$$

$$Z_{I-II} = \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \frac{1}{\sin(k_{2z} e)}$$

$$Z_{II-II} = Z_{II}^s + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} + \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \cot(k_{2z} e)$$

3.4.4 Interprétation des phénomènes et validation

Les matériaux poreux comme la laine de verre sont à cellules ouvertes et laissent pénétrer les ondes acoustiques. Ces ondes perdent de l'énergie essentiellement par frottement de l'air le long des parois des cellules. Cette perte d'énergie est libérée sous forme de chaleur. L'utilisation d'un matériau absorbant a pour but de réduire l'apparition d'ondes stationnaires et de réduire la pression entre les deux parois.

La Figure 3.16 compare la perte par transmission d'une paroi double dont la cavité contient de l'air ou de l'absorbant. Comme on s'y en attendait, l'absorbant comble tous les creux correspondant aux ondes stationnaires dans la cavité. De plus, l'efficacité de l'absorbant est directement reliée à la longueur d'onde de l'excitation. Si elle est plus grande que l'épaisseur de l'absorbant, son efficacité est essentiellement contrôlée par sa masse surfacique. Tandis que si la longueur d'onde est du même ordre de grandeur ou plus petite que l'épaisseur de l'absorbant, son efficacité est contrôlée par les effets visqueux et

thermiques. Pour une épaisseur donnée, l'absorbant est plus efficace à mesure que la fréquence augmente.

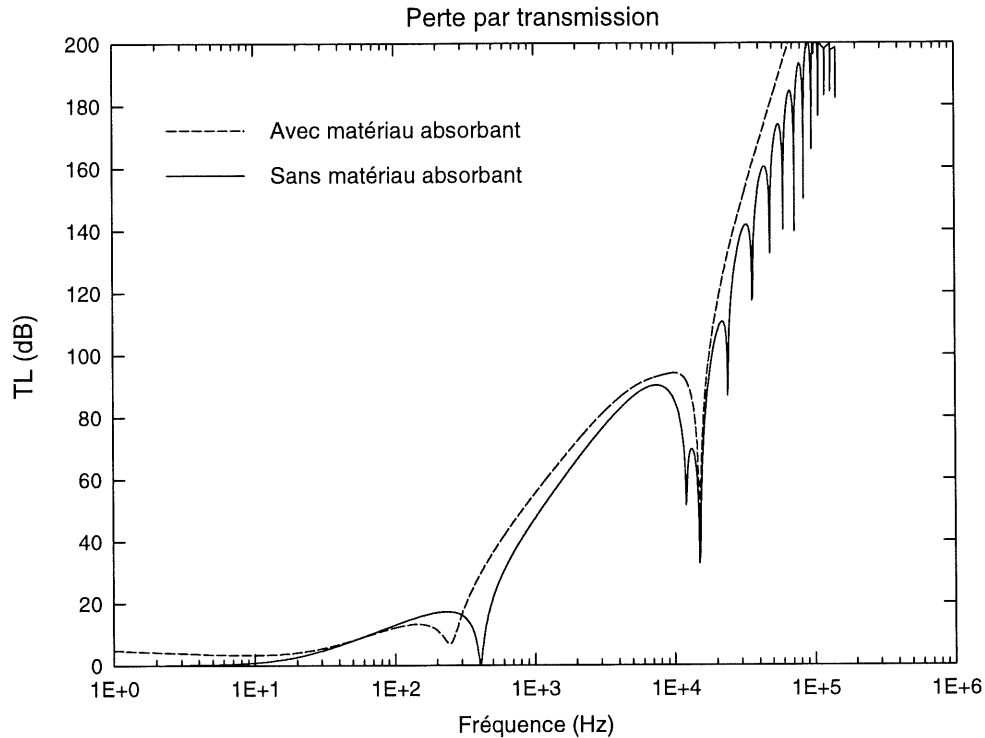


Figure 3.16 : Perte par transmission d'une paroi double de fibre de verre/époxy avec et sans absorbant dans la cavité. Absorbant = laine de verre. Épaisseur des plaques = 2 mm. Espacement = 2 cm. $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$, $\eta = 10^{-2}$. Milieu air-air. $\sigma = 20\ 000$ MKS

Validation

Les résultats du code développé sont comparés à ceux figurant dans la publication de Panneton et al. (1995) pour une paroi double soumise à une onde normale. Les propriétés de la paroi sont énumérées au TABLEAU 3-4 et la Figure 3.17 présente la comparaison. La plage de fréquence ne permet pas de comparer les deux modèles dans la région où les ondes stationnaires sont présentes. Cependant, les résultats semblent se suivre fidèlement ce qui démontre l'exactitude du code développé.

TABLEAU 3-4 : PROPRIÉTÉS DES MATÉRIAUX ET DE L'EXCITATION
POUR LA VALIDATION DE LA PAROI DOUBLE AVEC ABSORBANT

Paroi double avec absorbant	
$\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$	$\eta = 1 \times 10^{-2}$
$E = 100 \text{ GPa}$	$\nu = 0.3$
$G = 38.46 \text{ GPa}$	$\theta = 0^\circ$
espacement = 7.62 cm	$\phi = 0^\circ$
imperméabilité = 24 000 mks	absorbant = laine de verre
épaisseur des plaques = 2 mm	

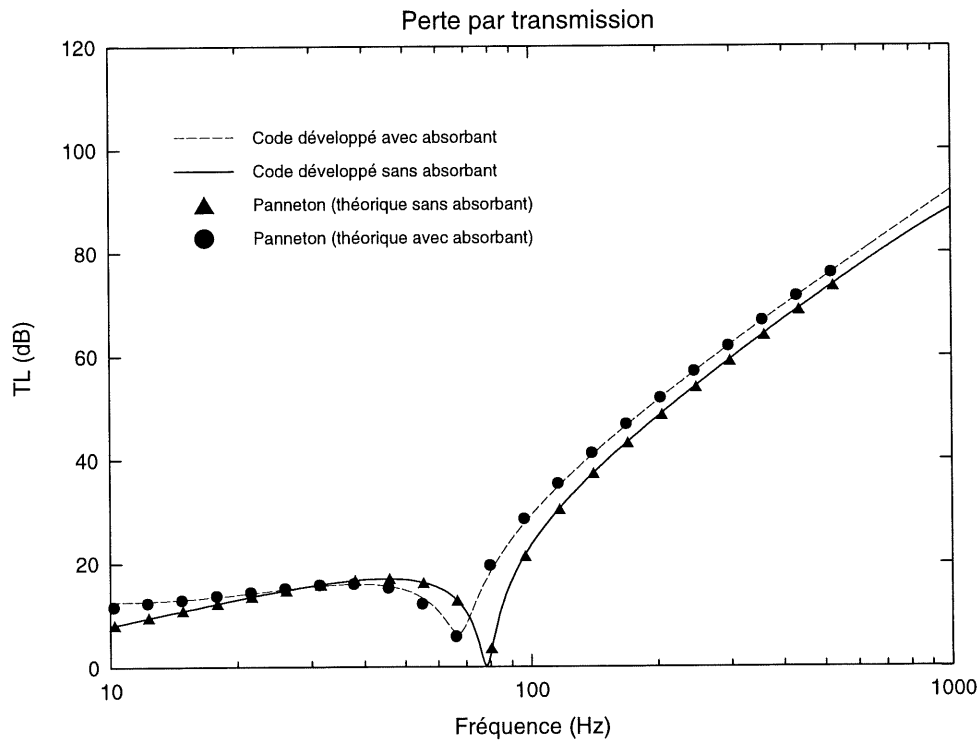


Figure 3.17 : Comparaison entre les résultats donnés par le code développé à ceux figurant dans la publication de Panneton et al. (1995)

3.4.5 Étude paramétrique

A) Imperméabilité

Les matériaux absorbants sont principalement caractérisés par le coefficient d'absorption mais également par leur imperméabilité. Cette caractéristique correspond à un rapport entre la différence de pression de chaque côté de l'absorbant sur la vitesse de l'écoulement de l'air lorsque celui-ci est introduit dans un écoulement. Cette propriété est utilisée dans le modèle de Miki (1990). La figure suivante compare deux types de matériau absorbant ayant des imperméabilités différentes, typiquement de la laine de verre et de la mousse d'uréthane ($\sigma = 20\,000$ MKS et $10\,000$ MKS respectivement). On remarque que plus l'imperméabilité est grande, plus la perte par transmission est élevée, mais la différence entre les deux cas n'est pas si élevée. L'important est d'utiliser un matériau absorbant entre les deux parois.

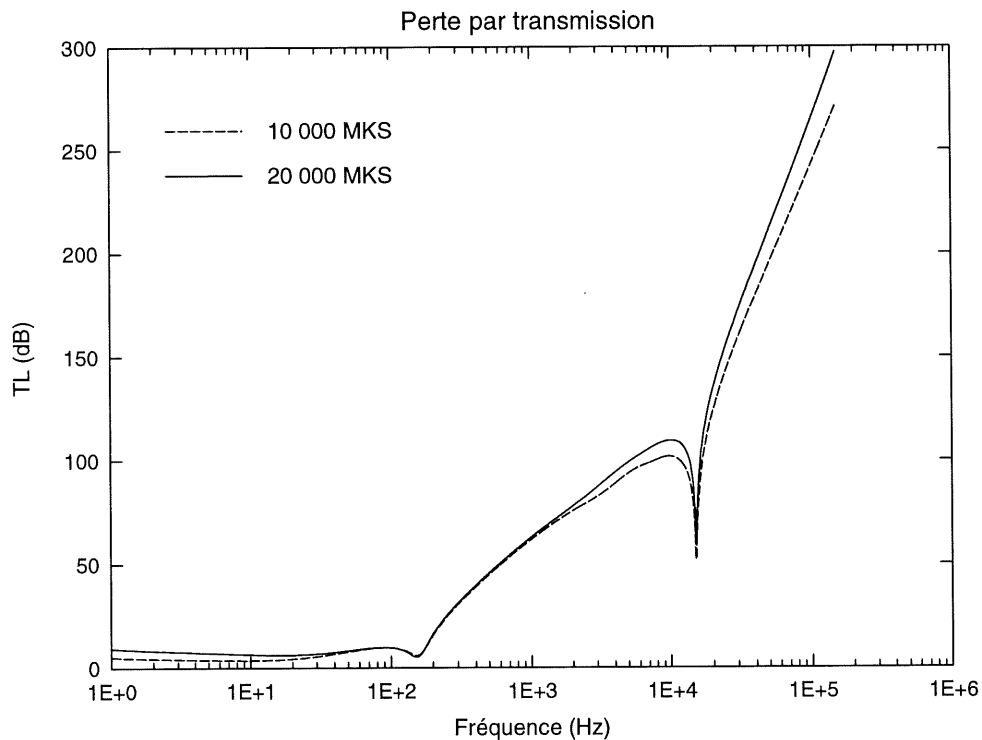


Figure 3.18 : Influence de l'imperméabilité du matériau absorbant sur la perte par transmission d'une paroi double infinie de fibre de verre/époxy. Excitation par onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Épaisseur des plaques = 2 mm. Espacement = 6 cm. Milieu air-air. $\eta = 10^{-2}$.

3.4.6 Synthèse à propos de la perte par transmission de parois infinies doubles avec absorbant

- Le rôle de l'absorbant est de réduire l'apparition d'ondes stationnaires et de réduire la pression entre les deux parois.
- Le matériau absorbant est caractérisé par un nombre d'onde, une densité et une célérité complexe (partie réelle et imaginaire) afin de simuler les propriétés absorbantes du matériau.
- L'absorbant a été simulé par le modèle de Miki (1990) dans lequel la seule caractéristique nécessaire pour caractériser le matériau est l'imperméabilité.
- Plus la fréquence est élevée, plus l'absorbant est efficace.
- Une imperméabilité plus élevée augmente la perte par transmission de la paroi.

3.5 Comparaison des trois types de cloisons

La perte par transmission de trois types de parois a été analysée, c'est-à-dire la paroi simple, la paroi double dont la cavité est vide et celle contenant un absorbant. Le graphique ci-dessous présente une comparaison des trois cas pour une situation donnée. Cette représentation permet de bien visualiser les avantages et les inconvénients à utiliser une paroi double à une paroi simple et démontre clairement le gain à utiliser un matériau absorbant.

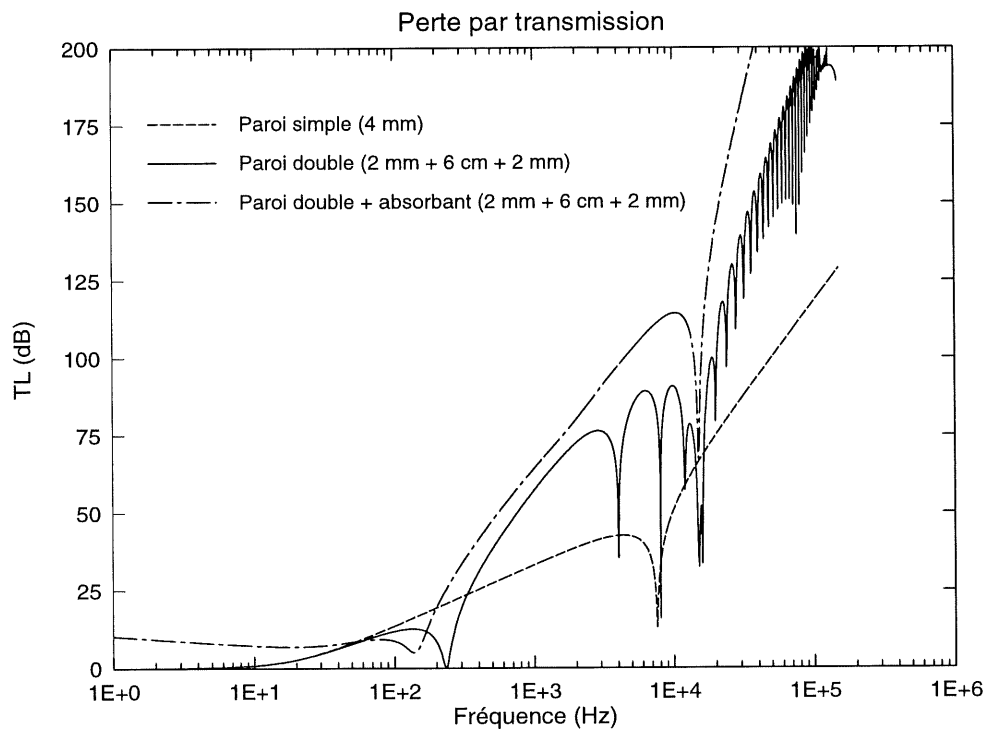


Figure 3.19 : Comparaison entre la perte par transmission de parois de fibre de verre/époxy. Excitation par onde plane à $\theta = 45^\circ$ et $\phi = 0^\circ$. Épaisseur des plaques = 2 mm. Milieu air-air. $\eta = 10^{-2}$. Espacement = 6 cm pour les parois doubles.

3.6 Modélisation du champ diffus

Il a été mentionné à la section 2.3.4 que la perte par transmission de parois par ondes planes sous incidence donnée apporte de l'information pertinente, mais présente un intérêt limité pour la pratique. On rencontre plus fréquemment un type d'excitation que l'on qualifie de champ diffus. Ce type d'excitation peut être présenté comme une somme d'ondes planes aléatoires venant exciter la paroi. La perte par transmission dans ce cas peut être donnée par la relation suivante :

$$TL = 10 \log \left(\frac{1}{\tau_d} \right) \quad (3-9)$$

$$\text{avec } \tau_d = \frac{1}{\pi} \int_0^{\theta_{\text{lim}}} \int_0^{2\pi} \tau(\omega, \theta, \phi) \sin \theta \cos \theta \, d\phi \, d\theta$$

Suivant le type de paroi, $\tau(\omega, \theta, \phi)$ correspond aux expressions des équations (3-3) ou (3-6) ou (3-8). En principe, θ_{lim} devrait être $\pi/2$ si la paroi était exposée à un champ diffus parfait. En pratique, lorsque des comparaisons sont effectuées avec des résultats expérimentaux, θ_{lim} est habituellement choisi plus petit que $\pi/2$ pour tenir compte de l'aménagement physique entourant la plaque. Les ondes de forte incidence (près de 90°) ne peuvent pas venir exciter la plaque, puisqu'elle est habituellement insérée dans un mur (voir Figure 3.20). Les résultats dans la littérature montrent que les comparaisons donnent de meilleurs résultats lorsque θ_{lim} est choisi entre 70° et 85° (Hansen, 1993 ; Mulholland, 1967, Bolton, 1989 ; Roussos 1984). Les détails pour obtenir l'équation (3-9) ne sont pas présentés ici. Le lecteur désirant avoir plus d'informations est invité à consulter les documents écrits par Berry (1990) et Lesueur (1988). La résolution de l'équation (3-9) nécessite une intégration numérique. Dans le code développé, l'approche des points de Gauss a été utilisée.

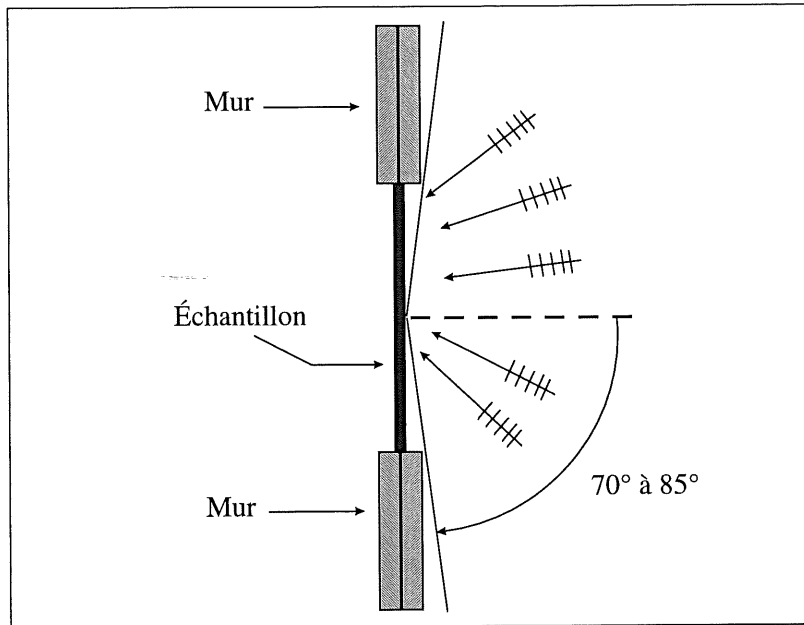


Figure 3.20 : Pour la comparaison avec des résultats expérimentaux, l'angle d'incidence maximum n'est pas 90° , mais plutôt entre 70° et 85° dû à l'aménagement physique entourant l'échantillon

3.6.1 Validation paroi simple

Dans un premier temps, le code est comparé aux résultats théoriques et expérimentaux obtenus par Roussos et al. (1984) pour le cas d'une paroi simple infinie d'aluminium et de graphite/époxy excitée par un champ diffus. Les propriétés des deux parois sont énumérées au TABLEAU 3-5 et les comparaisons sont faites à la figure suivante. Pour le cas de l'aluminium, les deux modèles donnent des résultats identiques pour la plage de fréquence considérée. Pour ce qui est du graphite/époxy, les résultats sont très bons tant pour la comparaison théorique qu'expérimentale, sauf en très hautes fréquences. La paroi de graphite est formée de plusieurs couches dont chaque couche présente une orientation particulière des fibres. Le modèle de Roussos tient compte des orientations et du nombre de couches, tandis que le modèle développé n'inclut pas ces effets. Les propriétés utilisées correspondent à des approximations des valeurs réelles du matériau. Les valeurs des modules ne sont donc pas exactes ce qui explique les différences en hautes fréquences où la perte par transmission est plus sensible à ces caractéristiques. Dans la première partie de la courbe, jusqu'à 5000 Hz environ, c'est la loi de masse qui domine, donc c'est normale que

les similitudes soient excellentes. Ceci est une première indication de l'exactitude de la modélisation du champ diffus, bien que les résultats soient présentés en tiers d'octave.

TABLEAU 3-5 : PROPRIÉTÉS DES PAROIS D'ALUMINIUM ET DE GRAPHITE UTILISÉES PAR ROUSSOS (1984)

Aluminium		Graphite / époxy	
$E_x = 70.2 \text{ GPa}$	$h = 1.01 \text{ mm}$	$E_x = 8.09 \text{ GPa}$	$h = 1.02 \text{ mm}$
$E_y = 70.2 \text{ GPa}$	$\theta = 0 \text{ à } 78^\circ$	$E_y = 49.3 \text{ GPa}$	$\theta = 0 \text{ à } 78^\circ$
$G = 24.0 \text{ GPa}$	$\eta = 10^{-2}$	$G = 4.75 \text{ GPa}$	$\eta = 10^{-2}$
$\rho = 2782 \text{ kg/m}^3$	$\nu = 0.33$	$\rho = 1559 \text{ kg/m}^3$	$\nu = 0.3$
modèle infini		largeur = 0.85 m longueur = 1.46 m	

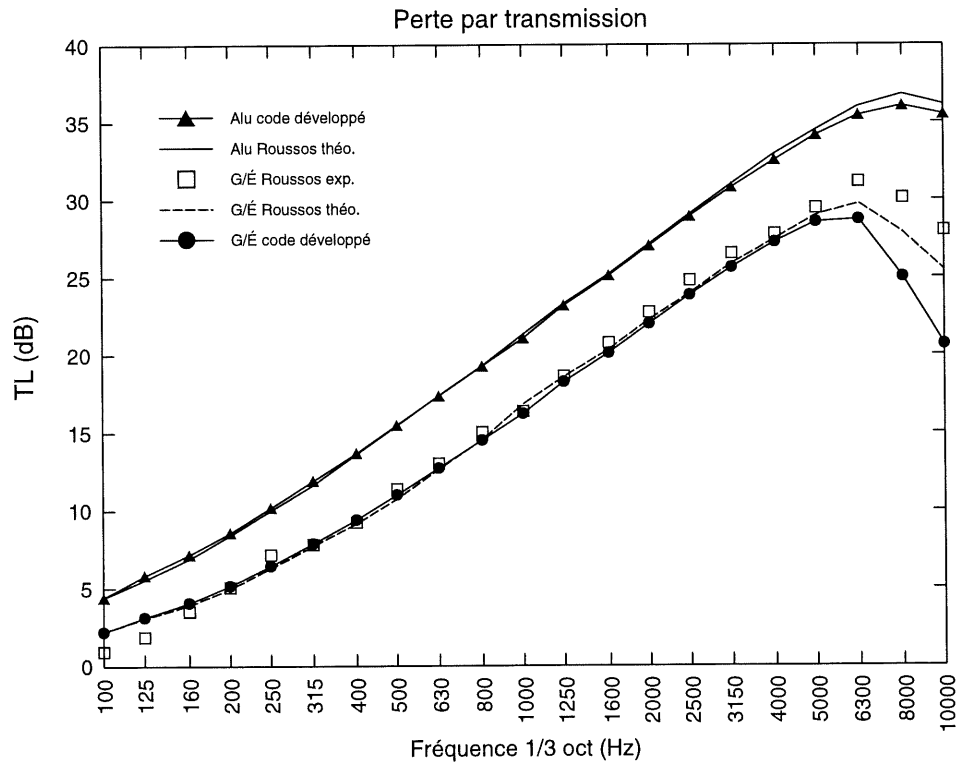


Figure 3.21 : Comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux de plaques d'aluminium et de graphite/époxy obtenus par Roussos et al. (1984) et le code développé.

Le code est maintenant comparé aux résultats expérimentaux provenant de la compagnie AÉROSPATIALE (1996) pour une plaque dont les propriétés figurent au TABLEAU 3-6. Ces résultats sont comparés à une paroi infinie possédant les mêmes caractéristiques

soumise à un champ diffus. La Figure 3.22 présente la comparaison des courbes obtenues en bandes fines. On remarque une très bonne similitude entre les deux résultats, même dans la région de la fréquence de coïncidence. Les plus grands écarts sont notés en basses fréquences où le comportement modal de la plaque influence sa réponse vibratoire. Le modèle infini ne tient naturellement pas compte du comportement modal. Ce résultat montre que dans le cas d'une plaque de grande dimension, un modèle simple peut très bien évaluer les tendances de la perte par transmission.

TABLEAU 3-6 : PROPRIÉTÉS DE LA PLAQUE TESTÉE
PAR AÉROSPATIALE

Matériau Aluminium	
$E = 69 \text{ GPa}$	$h = 1.4 \text{ mm}$
$G = 25 \text{ GPa}$	$\nu = 0.32$
$\rho = 2768 \text{ kg/m}^3$	$\eta = 10^{-4}$
largeur = 0.845 m	longueur = 0.845 m

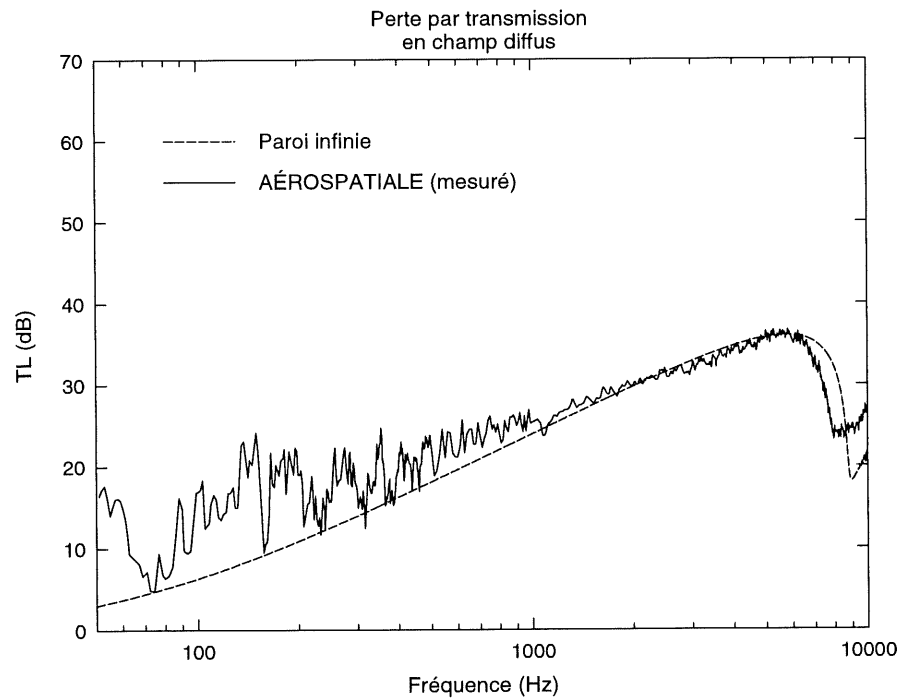


Figure 3.22 : Comparaison entre la perte par transmission mesurée par AÉROSPATIALE et le modèle d'une plaque infinie en champ diffus.

3.6.2 Validation paroi double

Dans le but de confirmer l'exactitude de la modélisation du champ diffus, les résultats du modèle sont maintenant comparés à ceux de Bolton et Shiau (1989) pour une paroi double avec absorbant. Les auteurs utilisent une approche par ondes planes et représentent l'absorbant par le modèle de Biot. Les propriétés de la paroi sont énumérées au TABLEAU 3-7 et la Figure 3.23 montre la comparaison entre le code, le modèle théorique de Bolton et Shiau et les résultats expérimentaux inclut dans la publication.

TABLEAU 3-7 : PROPRIÉTÉS DE LA PAROI DOUBLE
AVEC ABSORBANT (champ diffus)

Matériau aluminium	
$E = 69 \text{ GPa}$	$h_1 = 1.27 \text{ mm}$
$G = 25 \text{ GPa}$	$h_1 = 0.762 \text{ mm}$
$\rho = 2786 \text{ kg/m}^3$	espacement = 3.4 cm
$\nu = 0.32$	$\sigma = 25\,000 \text{ mks}$
$\eta = 1 \times 10^{-4}$	$\theta = 0 \text{ à } 72^\circ$
largeur = 1.17 m	longueur = 1.17 m

Le graphique de la page suivante montre une bonne similitude entre les différentes courbes à l'exception de la région hautes fréquences où l'écart peut atteindre 10 dB. Le code développé donne les bonnes tendances, mais celui de Bolton et Shiau donne des résultats plus précis. Pour cette paroi, le modèle plus rigoureux qui tient compte de huit paramètres pour modéliser le matériau absorbant devrait être préconisé à celui de Miki.

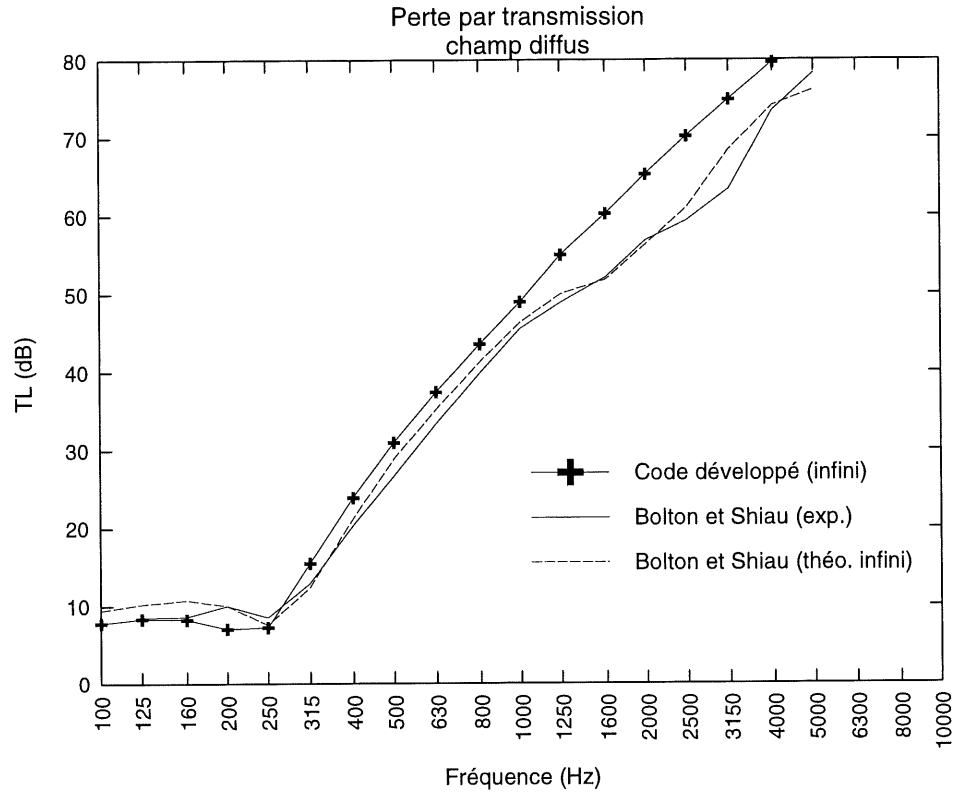


Figure 3.23 : Comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux obtenus par Bolton et Shiau (1989) et les résultats du code développé. Paroi double d'aluminium contenant de l'absorbant dans la cavité exposée à un champ diffus.

3.7 Conclusion

Le présent chapitre avait comme objectif d'exposer les principaux phénomènes et de cerner les grandes tendances de la perte par transmission (TL) de cloisons infinies. La simplicité du modèle et la fiabilité des tendances justifient de s'attarder à ce modèle. Trois types de cloisons ont été modélisées, soit la paroi simple, double avec et sans absorbant. L'orthotropie est considérée afin de rendre le modèle plus flexible.

➤ Le modèle

Le code développé est complètement basé sur le modèle de Lesueur et Guyader (1988). La paroi est excitée par une onde plane d'incidence quelconque de forme harmonique. La continuité des vitesses entre les plaques et les milieux adjacents de même que le développement des équations de mouvement des plaques permettent d'exprimer les inconnus en fonction de l'amplitude de l'onde incidente. Par la suite, les puissances incidente et transmise peuvent être calculées pour déterminer la perte par transmission. Pour chaque type de paroi, le code a été systématiquement comparé à des résultats théoriques et expérimentaux provenant de la littérature.

➤ La paroi simple

- La perte par transmission de cette paroi présente trois régions distinctes soit la loi de masse, le phénomène de coïncidence et la loi de raideur.
- La loi de masse domine en basses fréquences avec un accroissement de 6 dB/oct.
- La fréquence de coïncidence correspond à l'annulation de l'impédance mécanique ou à l'égalité des projections des nombres d'onde acoustique et structural. À cette fréquence, la perte par transmission chute considérablement. Cette fréquence dépend de la densité surfacique, de la rigidité de flexion, de l'angle d'incidence et de la célérité du milieu émetteur.
- La loi de raideur contrôle TL en hautes fréquences avec une croissance de 18 dB/oct.
- Pour un matériau donné, l'angle d'orthotropie a un effet principalement sur la position de la fréquence de coïncidence et sur TL en hautes fréquences.

- La perte par transmission diminue avec l'augmentation de l'angle d'incidence de l'onde plane.

➤ La paroi double

- Deux phénomènes nouveaux s'ajoutent pour cette paroi : la fréquence de respiration et les ondes stationnaires.
- À la fréquence de respiration (f_{res}), la perte par transmission tend vers zéro. À cette fréquence, la paroi se comporte comme un système équivalent masse-ressort-masse (plaque 1 - air - plaque 2) où l'excitation provoque un déplacement des plaques en opposition de phase.
- À certaines fréquences d'excitation, des ondes stationnaires (modes acoustiques) se développent dans la cavité et provoquent des chutes de perte par transmission à ces fréquences. Cette région est caractérisée par une enveloppe à croissance de 36 dB/oct.
- Pour $f < f_{res}$ TL croît de 6 dB/oct (loi de masse)
 $f_{res} < f < f_{coïn}$ TL croît de 18 dB/oct (loi de raideur)
 $f > f_{coïn}$ Ondes stationnaires (36 dB/oct)
- L'augmentation de l'espacement entre les parois diminue la fréquence de respiration et donne la possibilité à des ondes stationnaires de se développer en plus basses fréquences.
- Il est avantageux d'utiliser des parois dissymétriques, car la fréquence de coïncidence de la première plaque n'est plus identique à la deuxième.

➤ La paroi double avec absorbant

- Le rôle de l'absorbant est de réduire l'apparition d'ondes stationnaires et de réduire la pression entre les deux parois.
- Le matériau absorbant est caractérisé par un nombre d'onde, une densité et une célérité complexe (partie réelle et imaginaire) afin de simuler les propriétés absorbantes du matériau.

- L'absorbant a été simulé par le modèle de Miki (1990) dans lequel la seule caractéristique nécessaire pour caractériser le matériau est l'imperméabilité.
- Les matériaux à cellules ouvertes laissent pénétrer les ondes acoustiques qui perdent leur énergie essentiellement par frottement de l'air le long des parois des cellules. Cette perte d'énergie est libérée sous forme de chaleur.
- Plus la fréquence est élevée, plus l'absorbant est efficace.
- Une imperméabilité plus élevée augmente la perte par transmission de la paroi.

➤ **Le champ diffus**

- Le champ diffus peut être représenté comme une somme d'ondes planes venant exciter la paroi.
- Ce type d'excitation est plus réaliste et permet d'établir des comparaisons avec les résultats expérimentaux.

Plusieurs comparaisons avec des résultats expérimentaux tirés de la littérature ont démontré que l'utilisation d'un modèle infini peut dans plusieurs cas prédire de façon adéquate la perte par transmission d'une plaque finie.

CHAPITRE 4

CARACTÉRISATION DE LA FIBRE DE VERRE / POLYESTER ET AMORTISSEMENT

4.1 Introduction

Prédire le comportement vibroacoustique d'une structure nécessite de connaître sa géométrie, l'excitation à laquelle est elle soumise, ses conditions limites et les propriétés exactes du matériau. Dans le cas d'une motomarine, le matériau utilisé pour la coque et la carrosserie est un composite de fibre de verre/polyester avec 30 % de fibre. Les propriétés de ce matériau sont par contre inconnues jusque-là. Est-ce qu'il se comporte comme un matériau isotrope ou orthotrope ? Quel est son amortissement interne ? Quelles sont les valeurs des modules d'élasticité ? Déterminer les propriétés est donc la première action à prendre dans la démarche pour réduire le bruit rayonné par la coque/carrosserie.

Dans un deuxième temps, nous examinerons l'effet de l'ajout de matériaux viscoélastiques qui, comme nous l'avons vu au chapitre 2, peut être une solution techniquement réalisable et efficace pour contrôler les vibrations d'une structure en matériau composite (Saravanos et Pereira 1992, 1995 ; Pereira,1992). L'augmentation de l'amortissement par l'ajout de viscoélastique à une plaque de fibre de verre/polyester sera expérimentée et analysée afin d'évaluer l'efficacité de ce traitement et de déterminer une configuration présentant un amortissement maximal. Le recouvrement total et partiel fera partie des configurations analysées, ce qui permettra de déterminer si un recouvrement total est nécessaire. Les propriétés du matériau ainsi que l'efficacité du visco seront déterminés à partir de mesures vibratoires de plaques sur appuis simples.

Objectifs :

- Déterminer les propriétés mécaniques du matériau fibre de verre/polyester utilisé par Bombardier pour la fabrication des coques et carrosseries ;
- Prédire la réponse vibratoire d'une plaque multicouche contenant un viscoélastique ;
- Comparer le recouvrement total et partiel de plaques ;
- Valider les résultats par des mesures expérimentales.

4.2 Caractérisation de la fibre de verre/polyester

Comme mentionné au chapitre 2, la méthode retenue pour déterminer les propriétés consiste à mesurer la vitesse quadratique d'une plaque sur appuis simples. Cette vitesse quadratique est fonction des propriétés physiques de l'échantillon (ρ connu, E inconnu), de ses dimensions (connues), des conditions limites (connues) et de l'excitation (connue). À l'aide du logiciel ADN, qui permet de simuler la réponse vibroacoustique d'une telle structure, il est possible par une méthode itérative de faire coïncider les courbes de vitesse expérimentale et théorique. Cette méthode consiste à faire varier les propriétés mécaniques (E_x , E_y , ν), par une approche par essais et erreurs en particulier par recalage du premier mode, jusqu'à ce que les courbes se juxtaposent. De lors, les propriétés sont déterminées.

4.2.1 Montage et méthode de mesure

Le schéma de la page suivante montre le montage utilisé lors de l'expérimentation avec des photos précisant les conditions d'expérimentation. Pour ce montage, les conditions limites d'appuis simples ont été reproduites expérimentalement pour une plaque dont les dimensions étaient de 0,48 m x 0,42 m x 6,86 mm. Étant donné que l'épaisseur n'était pas uniforme (variation de 6,35 mm à 7,87 mm), celle-ci a été approximée en effectuant une moyenne sur plusieurs points.

Cette plaque était excitée mécaniquement à l'aide d'un pot vibrant situé à 8 cm x 7 cm d'un coin de la plaque alimenté une excitation pseudo-aléatoire. En utilisant un capteur de force

au point d'excitation et un vibromètre laser, qui mesure la vitesse normale en un point précis, il est possible de mesurer la fonction de transfert (HI) entre la force injectée et la vitesse. En discrétisant la surface de la plaque en 361 points (19×19) et en mesurant la fonction de transfert pour chaque point, la vitesse quadratique de la plaque peut être calculée. Une plage de 0 à 2400 Hz a été couverte en exécutant trois passages de 800 Hz, avec une résolution en fréquence de 1 Hz. Le TABLEAU 4-1 présente la liste des appareils utilisés.

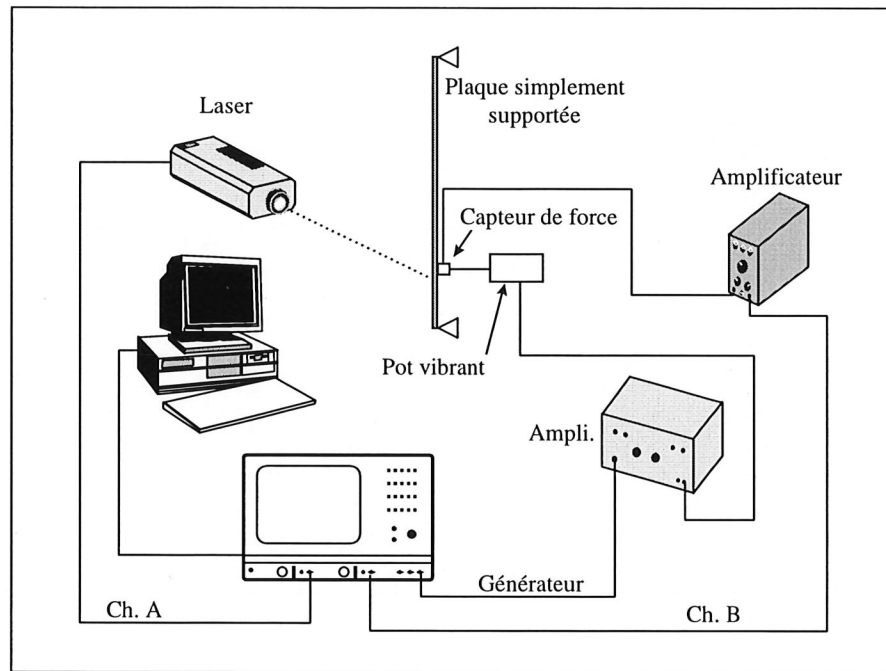


Figure 4.1: Schéma du montage pour la mesure de la vitesse quadratique des plaques.

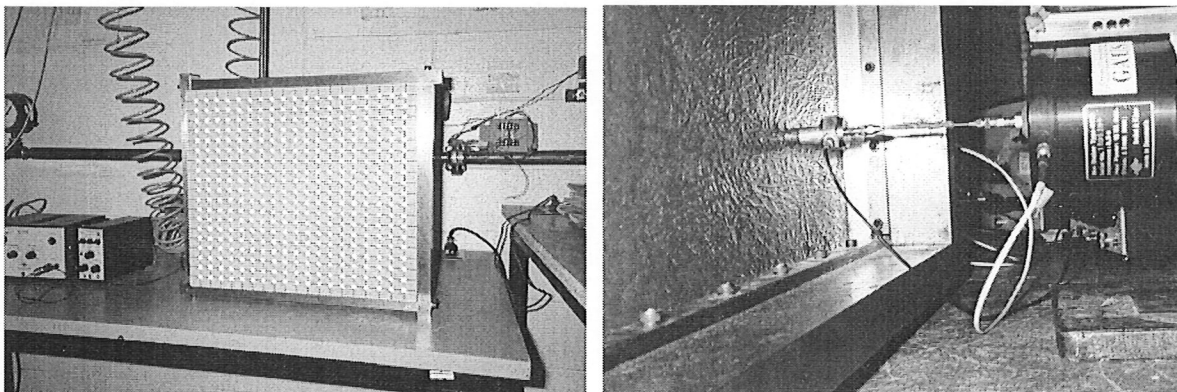


Figure 4.2 : Photos illustrant le montage de lors la mesure de la vitesse quadratique. La plaque discrétisée dans son support (à gauche). Le pot vibrant lié au capteur de force par une tige (à droite).

TABLEAU 4-1 : LISTE DES APPAREILS UTILISÉS

Appareils	Marque	Modèle	Description
Analyseur	Brüel & Kjær	2032	bicanal, bande fine, 800 lignes
Ordinateur	Hewlett Packard	Vectra ES/12	80 286 , 1 MHz , VGA
Pot vibrant	Brüel & Kjær	4810	stroke ± 3 mm, No. 1595 388
Ampli. de puissance	Brüel & Kjær	2706	No. 391 926
Ampli. de charge	Brüel & Kjær	2626	No. 158 8334
Vibromètre laser	Polytec	OFV 302	No. 9308 206
Vibromètre contrôleur	Polytec	OFV 2600	No. 9306 227
Capteur de force	Brüel & Kjær	8200	No. 995 793, 3,8 pc/N à 50 Hz

4.2.2 Résultats et analyse

Vitesse quadratique

La vitesse en un point de la plaque est un indicateur local et peut varier fortement d'un point à l'autre. Pour obtenir un indicateur global, on peut faire la moyenne des carrés des vitesses sur la surface de la plaque en prenant suffisamment de points pour être représentatif de l'état vibratoire suivant la fréquence limite supérieure à atteindre. Le résultat obtenu est appelé la vitesse quadratique. Il faut au minimum deux points par longueur d'onde structurale (λ) pour réussir à distinguer un mode sur la vitesse quadratique.

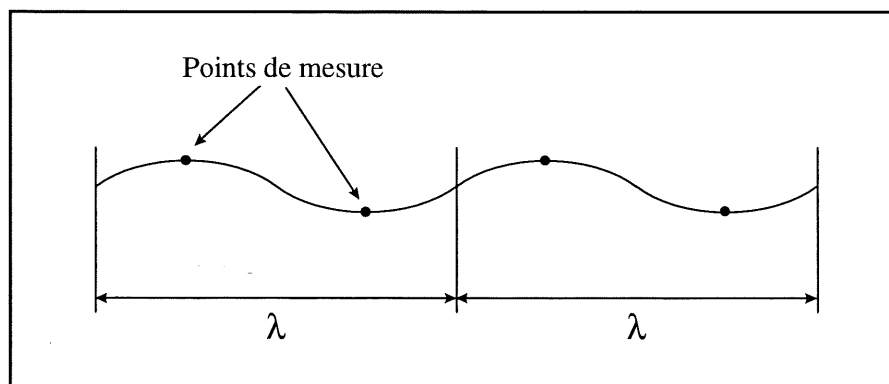


Figure 4.3 : Schéma montrant le nombre de points minimum à utiliser par longueur d'onde (λ).

Prenons un exemple qui montrent la marche à suivre pour déterminer le nombre de points minimum à utiliser sur une plaque :

TABLEAU 4-2 : EXEMPLE DES CARACTÉRISTIQUES
D'UNE PLAQUE À TESTER

Matériau	Aluminium
Épaisseur	6 mm
Dimensions (a × b)	0.48 m × 0.42 m
Conditions limites	Simplement supportée
Fréquence limite supérieure	2500 Hz

Pour ce type de plaque et de conditions limites l'expression des fréquences propres de la plaque est connue :

$$f_{mn} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D}{\mu}} \left[\left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right] \quad (4-1)$$

$$\text{où } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$\mu = \rho h$$

$$m = 1, 2, 3, \dots = \text{demi longueur d'onde suivant } a$$

$$n = 1, 2, 3, \dots = \text{demi longueur d'onde suivant } b$$

$$a \text{ et } b = \text{dimensions de la plaque}$$

Si on calcule toutes les fréquences propres sous 2500 Hz, on notera que le mode (6,1) à 2330 Hz et le mode (2,5) à 2289 Hz sont les deux modes possédant les ordres les plus élevés. Le mode (6,1) présente 3 longueurs d'onde suivant le côté de 0.48 m et le mode (2,5) possède 2.5 longueurs d'onde suivant le côté de 0.42 m. Il faut donc un minimum de 6×5 points pour réussir à visualiser tous les modes jusqu'à 2500 Hz.

Expérimentalement, la vitesse quadratique peut être calculée de la façon suivante :

$$\text{Mesure} \quad FRF = \frac{\text{Vitesse}}{\text{Force}} = a + jb \quad (4-2)$$

$$\text{Calcul de } \langle V^2 \rangle \quad \langle V^2 \rangle = 10 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^n (a_i^2 + b_i^2)}{\frac{2n}{5 \times 10^{-8}}} \right) \quad \text{unité} = \left(\frac{m}{s} \right)^2 \quad (4-3)$$

La Figure 4.4 présente la vitesse quadratique moyenne trouvée expérimentalement. On peut très bien remarquer le comportement modal de cette plaque de fibre de verre sur appuis simples. Chaque pic correspond à un mode de la plaque. Cette plaque est fabriquée manuellement à partir d'un mélange de fibres de verre courtes et de résine projeté au pistolet. Ce procédé de fabrication ne permet pas d'obtenir une plaque d'épaisseur uniforme et parfaitement homogène. Ceci provoque quelques dédoublements de mode. Par exemple aux environs de 530 Hz, les 8^e et 9^e pics représentent le même mode et naturellement un seul apparaîtra lors des simulations. D'un autre côté, on remarque une importante diminution de l'amplitude de vibration avec l'augmentation de la fréquence.

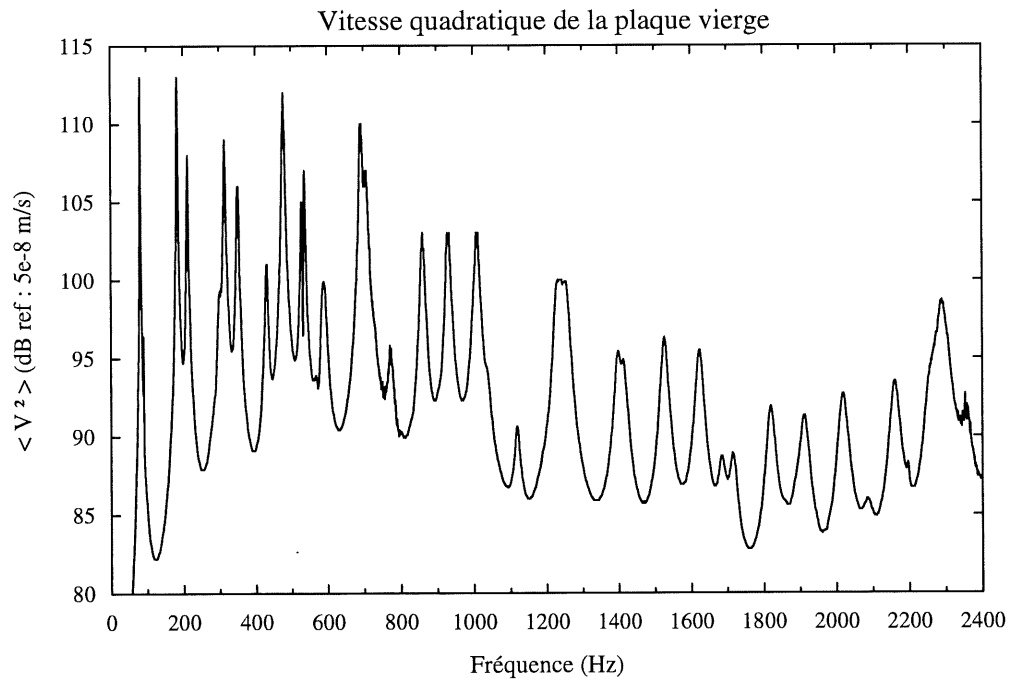


Figure 4.4 : Vitesse quadratique expérimentale de la plaque de base (fibre de verre/polyester).

Vérification des résultats

Étant donné que l'analyse des résultats ne pouvait être faite immédiatement lors de l'expérimentation, l'exactitude des mesures a été vérifiée. Dans cette optique, deux moyens ont été considérés, soit les essais d'impacts et la visualisation des déformées de la plaque. Les essais d'impacts permettent de comparer la position des fréquences propres et les déformées de visualiser l'amplitude relative des déplacements. La démarche et les résultats sont présentés à l'annexe C.

4.2.3 Détermination des propriétés

Comme point de départ, les propriétés de la fibre de verre/polyester énumérées dans la publication de Ayorinde et Gibson (1995) ont été fournies au logiciel ADNR. La comparaison entre la vitesse quadratique obtenue avec ces propriétés et celle obtenue expérimentalement est présentée à la Figure 4.5. Cette figure montre clairement que les propriétés trouvées dans la littérature ne correspondent pas au matériau qu'utilise Bombardier. Les démarches entreprises étaient donc tout à fait justifiées.

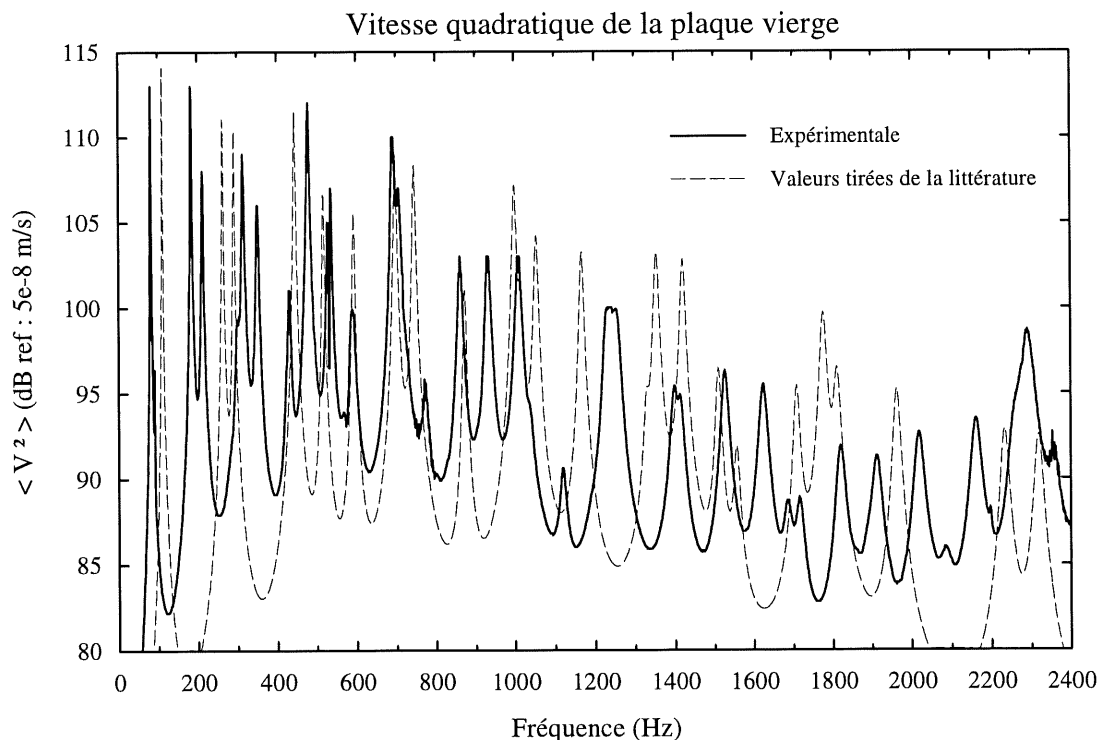


Figure 4.5 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et celle obtenue avec ADNR pour des propriétés tirées de la littérature (Ayorinde et Gibson, 1995).

En deuxième approximation, la fibre de verre/polyester a été considérée comme un matériau isotrope dans le but d'avoir un ordre de grandeur du module d'élasticité. Par la suite, les modules ont été modifiés pour vérifier si le matériau pouvait se rapprocher d'un matériau orthotrope. Cependant, le résultat théorique collant le mieux à l'expérimentation a été obtenu pour le matériau isotrope. Ce résultat est présenté à la page suivante. On remarque une très bonne similitude entre les deux courbes à l'exception de l'amplitude de certaines résonances. À titre indicatif, les tableaux ci-dessous comparent les propriétés trouvées à des valeurs tirées de la littérature pour la fibre de verre/polyester et pour des matériaux plus classiques.

TABLEAU 4-3 : COMPARAISON DES PROPRIÉTÉS DU VERRE/POLYESTER AVEC LES VALEURS TIRÉES DE LA LITTÉRATURE (*Ayorindre et Gibson, 1995*)

Matériaux	E_x (GPa)	E_y (GPa)	ν_{xy}	Densité (kg/m ³)
Fibre de verre/Polyester (Exp.)	8.30	8.30	0.26	1400
Fibre de verre/Polyester (Littérature)	18.83	15.54	—	—

TABLEAU 4-4 : COMPARAISON DES PROPRIÉTÉS DU VERRE/POLYESTER AVEC DES MATÉRIAUX CLASSIQUES ET AUTRES COMPOSITES (*Malhotre et al., 1988*)

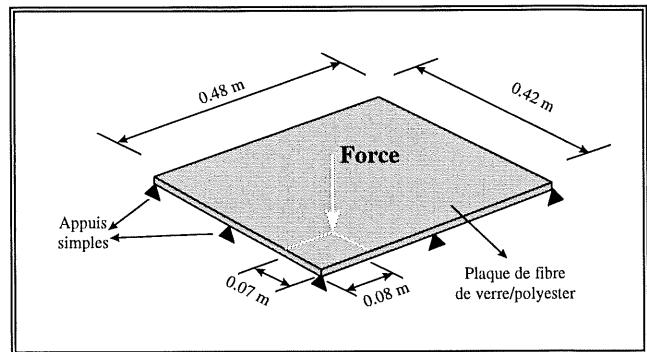
Matériaux	E_x (GPa)	E_y (GPa)	ν_{xy}	Densité (kg/m ³)
Fibre de verre/Polyester (Exp.)	8.30	8.30	0.26	1400
Fibre de verre/Epoxy	38.6	8.27	0.26	1800
Graphite/Epoxy	181.0	10.30	0.28	1600
Aluminium	69.0	69.0	0.30	2770
Acier	210.0	210.0	0.30	7850

Plaque Simplement Supportée	Plaque de base Fibre de verre/polyester	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------------------	--------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------

☐ Caractéristiques

Dimensions	0.48 m \times 0.42 m
Épaisseur	6.86 mm
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.3 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Force ponctuelle	$x=0.08$ m, $y=0.07$ m

☐ Montage



☐ Réponse vibratoire

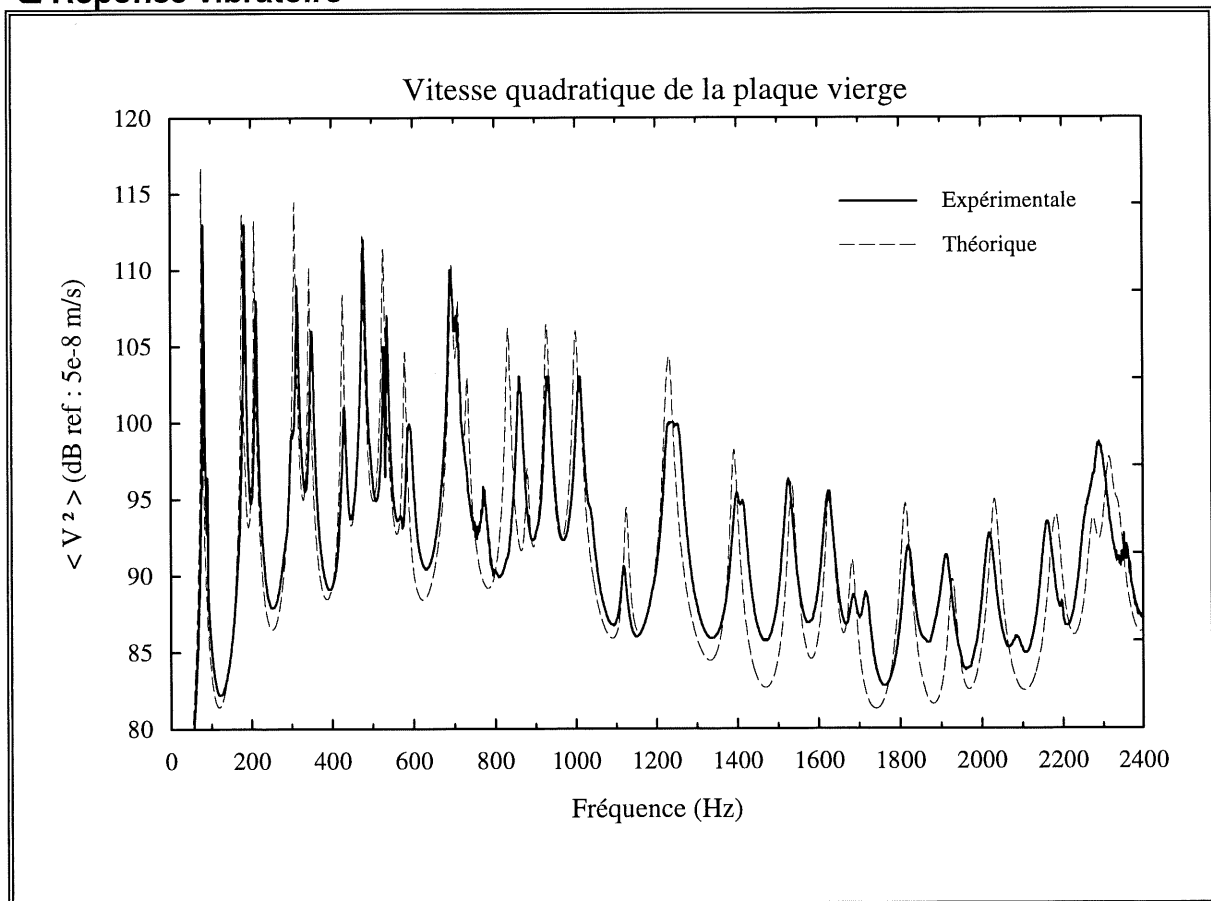


Figure 4.6 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et théorique d'une plaque en fibre de verre/polyester

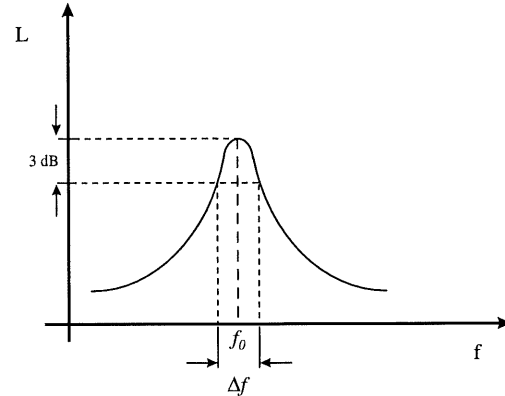
4.2.4 Amortissement modal

Les mesures des réponses en fréquence peuvent être transférées au logiciel *Star System* qui permet de quantifier l'amortissement modal du matériau. Cet amortissement est calculé pour chaque mode avec la relation suivante :

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f} = \frac{\Delta f}{f} \quad \text{à } -3 \text{ dB}$$

où f est la fréquence de résonance

Δf est la largeur de bande centrée autour de la résonance pour une réduction du pic de -3 dB



Le TABLEAU 4-5 présente l'amortissement modal en fonction de la fréquence. Contrairement à ce qu'on pouvait anticiper, la fibre de verre n'a pas un amortissement très élevé, celui-ci est de l'ordre de 10^{-2} . L'ajout d'un viscoélastique a donc le potentiel de diminuer de façon importante le niveau vibratoire de la plaque.

TABLEAU 4-5 : AMORTISSEMENT DE QUELQUES MODES

Fréquence (Hz)	η (10^{-2})	Fréquence (Hz)	η (10^{-2})
81	0.81	1120	0.75
183	0.70	1245*	0.69*
211	0.91	1405*	0.84*
350	0.90	1530	0.71
430	0.96	1620	0.69
532*	0.42*	1720	0.65
588	1.21	1820	0.68
692	0.72	1910	0.69
709	0.68	2020	0.67
861	0.80	2160	0.64
1010	0.82	2290	0.55

* À ces fréquences correspond un dédoublement de mode. Une valeur moyenne est alors affichée dans le tableau pour les fréquences propres et les amortissements.

4.2.5 Synthèse à propos des propriétés du matériau composite

- Les propriétés de la fibre de verre/polyester utilisée par Bombardier dans la conception des motomarines ont été déterminées. Les trois principales caractéristiques de ce matériau sont :
 - Masse volumique : 1400 kg/m^3 .
 - Module d'élasticité: $E_x = E_y = 8.3 \text{ GPa}$
 - Amortissement interne : de l'ordre de 10^{-2}
- **La fibre de verre/polyester se comporte comme un matériau isotrope.**

4.3 *Amortissement du composite par l'ajout de viscoélastique — Recouvrement total*

Les valeurs de l'amortissement interne et l'allure générale de la courbe de vitesse quadratique de la plaque testée à la section précédente laissent supposer qu'il serait possible d'augmenter considérablement l'amortissement de ce matériau par l'ajout d'un matériau viscoélastique. Plus l'amortissement est élevé, plus les vibrations et la puissance rayonnée seront réduites. Cette augmentation intrinsèque de l'amortissement de la fibre de verre s'avère une solution intéressante pour réduire le bruit rayonné par la coque et la carrosserie. Cette section présente les démarches entreprises pour valider cette possibilité et les résultats obtenus.

4.3.1 Intégrer le visco à la fibre : un concept original et innovateur

Au chapitre 2, il a été mentionné que le type de traitement de surface où l'amortissant est jumelé à une couche contraignante est le plus efficace. Le viscoélastique et sa couche contraignante – habituellement de l'acier ou de l'aluminium – peuvent être ajoutés à la structure ou le visco peut être intégré directement entre deux couches de matériaux formant la structure. Une des deux couches joue alors le rôle de couche contraignante dans ce cas. Cette dernière configuration a été choisie pour ces avantages et son originalité. Nous avons intégré directement le matériau viscoélastique entre deux couches de fibre de verre/résine

durant le procédé de fabrication. Ce nouveau concept, qui pourrait déboucher sur une première au plan industriel, présente les avantages remarquables suivants :

- **Addition de poids minimum**, le poids supplémentaire provient seulement du poids du viscoélastique qui est très mince et léger contrairement à l'autre configuration qui nécessite une couche contraignante d'aluminium ou d'acier.
- **Intégré au procédé**, l'intégration du visco lors du procédé de fabrication ne requiert pas d'équipement sophistiqué et s'imbrique facilement au procédé actuellement utilisé.
- **Esthétique**, solution non apparente ce qui n'ajoute aucune contrainte pour le design des coques et carrosseries.
- **Efficacité maximale**, le visco est utilisé dans une configuration présentant une efficacité maximale puisqu'il est intégré entre deux couches de raideur équivalente.
- **Coût minimum**, la configuration choisie implique le coût du visco et de la main d'oeuvre qui est beaucoup plus faible que l'autre configuration nécessitant le coût du visco + couche contraignante + main d'oeuvre pour application à posteriori.

Le même procédé de fabrication a été utilisé pour la fabrication des plaques que celui utilisé pour les coques et carrosseries. Voici la procédure suivie :

1. Une couche de résine très résistante appelée "*Gel coat*" est appliquée sur une surface lisse. Cette couche contient une pigmentation qui permet de donner différentes couleurs. C'est la couche externe et lisse du laminé. On la laisse sécher avant la prochaine étape.
2. Un mélange de fibres de verre courtes et de résine est projetée sur le "*Gel coat*".
3. Cette première couche doit être *laminée*, puisque beaucoup d'air demeure emprisonné dans le mélange fibre/résine lors de l'étape précédente. Le terme *laminer* signifie dans ce cas qu'on enlève les bulles d'air contenues dans le mélange à l'aide d'un rouleau « débulleur » et qu'on redistribue le matériau si nécessaire.

4. Par la suite, le viscoélastique en feuille est déposé sur la première couche de matériau composite encore humide.
5. Une deuxième couche de fibre et résine est appliquée. Cette dernière couche doit également être laminée.
6. On laisse finalement sécher le tout jusqu'au démoulage.

Comme on peut le voir, le matériau viscoélastique est intégré directement dans le procédé de fabrication entre deux couches de fibre de verre/résine. Deux types de viscoélastiques ont été testés, soit le DYAD 606 de Soundcoat et le ISD-112 de 3M dont les propriétés physiques et mécaniques sont données à l'annexe D.

4.3.2 Montage et méthode de mesure

Le montage et la méthode de mesure utilisés pour ces expérimentations sont identiques à ceux choisis lors de la caractérisation de la fibre de verre (section 4.2.1). Le gain apporté par l'ajout de viscoélastique est quantifié en comparant la vitesse quadratique de la plaque de base et des plaques contenant le visco.

4.3.3 Résultats et analyse

Les pages suivantes présentent les résultats expérimentaux et théoriques obtenus par ADNR pour les différentes plaques testées. ADNR permet de simuler les structures multicouches et de tenir compte de la variation des propriétés du visco en fonction de la fréquence.

□ DYAD 606 théorie/expérience

La première comparaison présente les résultats expérimentaux pour le DYAD 606 et les résultats théoriques. Les remarques suivantes peuvent être apportées.

➤ **Prédictions théoriques inadéquates**

On constate que le modèle ne réussit pas à prédire le comportement de cette plaque. La théorie prédit un niveau vibratoire beaucoup plus important qu'en réalité.

➤ **Hypothèse : une interaction modifie les propriétés du visco**

Une explication logique pourrait permettre de justifier cet écart. Lorsque le DYAD 606 a été déposé sur la résine encore humide pendant la fabrication des échantillons, après quelques minutes, celui-ci se courbait et se décollait. L'hypothèse d'une interaction entre un composé de la résine et le visco est soulevée. Selon cette hypothèse, la couche en contact avec la résine réagit avec un composé et les molécules de la couche inférieure de visco prennent de l'expansion au détriment de la couche supérieure. Cette dilatation provoquerait le roulement observé du matériau viscoélastique. Cette interaction, qui n'a pas été identifiée, modifierait les propriétés du visco rendant ainsi toute simulation impossible. Cette hypothèse sera vérifiée plus loin dans le document.

➤ **Très bonne efficacité : modes très amortis**

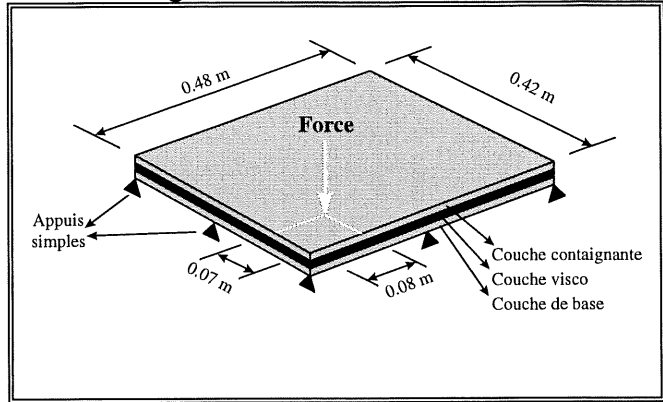
Malgré la différence entre la théorie et l'expérimentation, les mesures montrent une très bonne efficacité sur toute la plage de fréquences. En effet, les courbes montrent qu'après 400 Hz, les modes sont très amortis.

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Visco : DYAD 606	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	-----------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------

❑ Caractéristiques

Matériau	Verre/polyester
Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Épaisseur	7.2 mm
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.22 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Force ponctuelle	x=0.08 m, y=0.07 m

❑ Montage



❑ Visco

Épaisseur	Densité	E (moyen)	η (moyen)
0.5 mm	1680 kg/m ³	38.9 MPa	0.61

❑ Réponse vibratoire

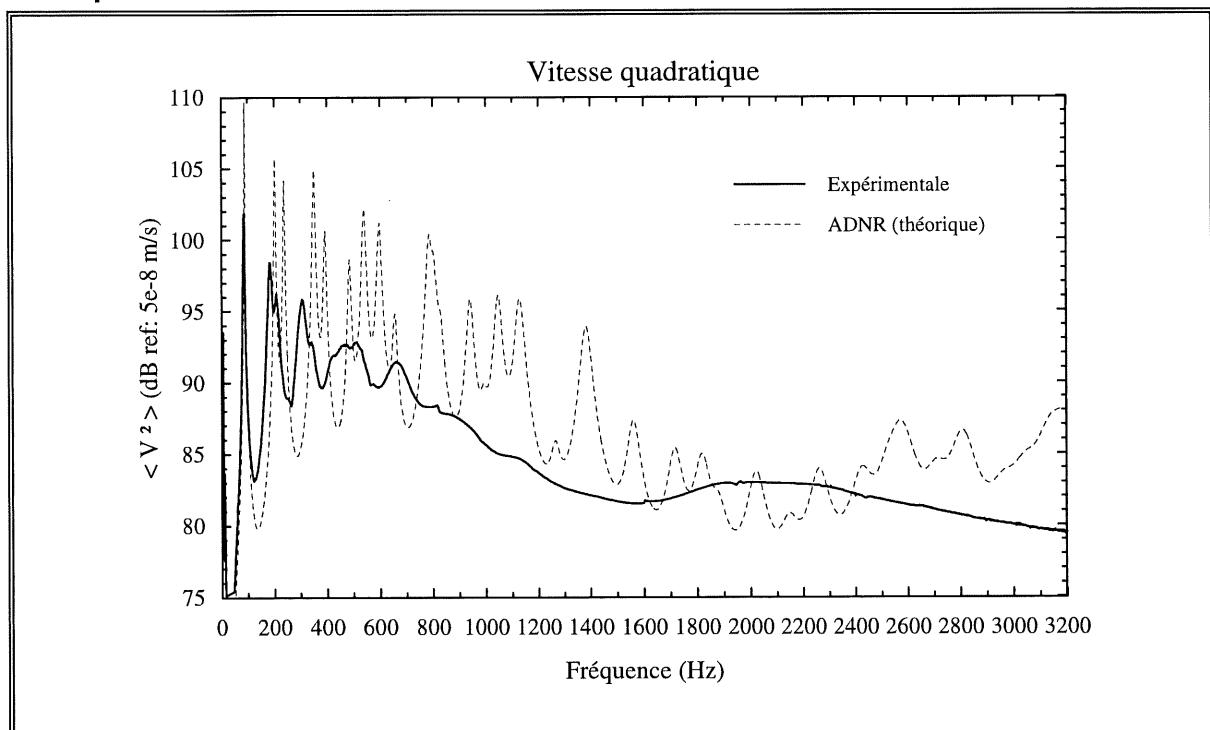


Figure 4.7 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et théorique d'une plaque de fibre de verre/polyester contenant le visco DYAD-606 (recouvrement total).

❑ ISD-112 théorie/expérience

La page suivante montre la comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux prédits par ADNR pour le ISD-112. Les points suivants peuvent être soulignés.

➤ **Prédictions théoriques inadéquates sur tout le spectre**

On remarque un écart important entre les deux courbes. Le modèle ne parvient pas à prédire de façon adéquate le comportement vibratoire. Cependant, il ne faut pas oublier que le ISD-112 a été déposé sur de la résine humide. Même si aucun roulement n'a été observé pour ce visco, l'hypothèse de l'interaction est encore possible. Parvenir à comprendre le phénomène qui provoque ces écarts permettrait de gagner plusieurs décibels sur la réponse vibratoire de la plaque. Cette hypothèse sera vérifiée plus loin dans le document.

➤ **Très bonne efficacité : modes très amortis**

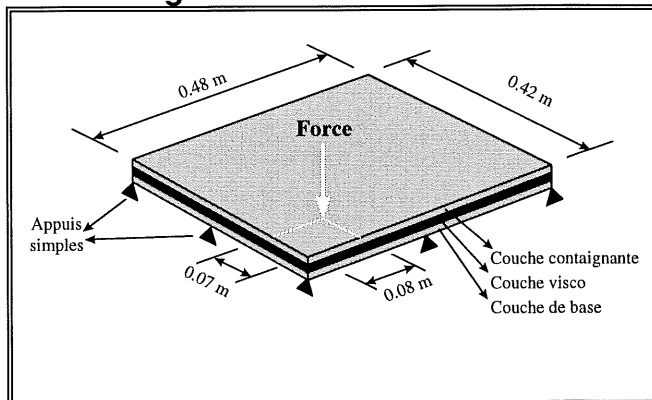
Tout comme le DYAD, la vitesse quadratique montrent que les modes sont très amortis. Contrairement au cas du DYAD, les gains prédits par la théorie sont supérieurs aux gains réels.

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Visco : ISD-112	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	----------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------

□ Caractéristiques

Matériau	Verre/polyester
Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Épaisseur	6.6 mm
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.22 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Force ponctuelle	x=0.08 m, y=0.07 m

□ Montage



□ Visco

Épaisseur	Densité	E (moyen)	η (moyen)
0.25 mm	1015 kg/m ³	7.27 MPa	0.86

□ Réponse vibratoire

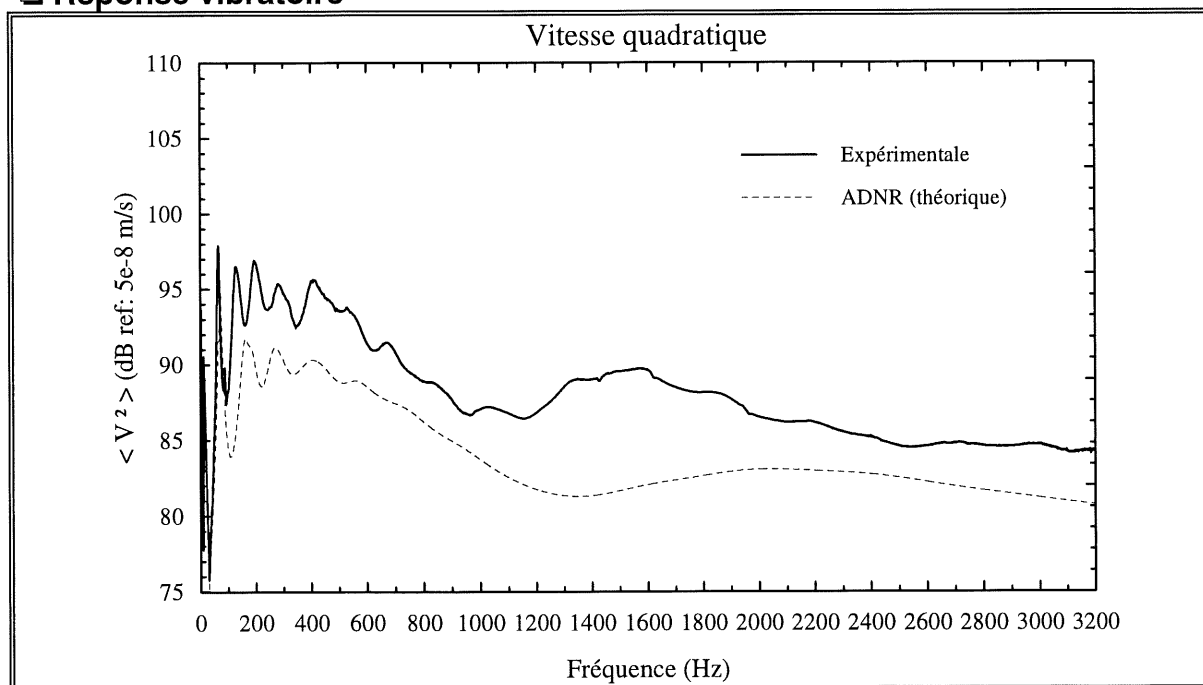


Figure 4.8 : Comparaison entre la vitesse quadratique expérimentale et théorique d'une plaque de fibre de verre/polyester contenant le visco ISD-112 (visco intégré au procédé).

❑ ISD-112 / DYAD 606 et plaque de base

Même si le modèle théorique ne réussit pas à prédire le comportement des plaques, il est intéressant de comparer les résultats entre eux pour visualiser les gains obtenus. Cependant, il ne faut pas oublier que les trois courbes correspondent à des plaques d'épaisseur différente.

➤ **Gain vibratoire sur tout le spectre**

On remarque que l'ajout de matériau viscoélastique à l'intérieur du laminé réduit de façon considérable le niveau vibratoire, tant pour le ISD-112 que le DYAD-606. Tous les pics de la vitesse quadratique correspondant aux modes propres sont très atténués.

➤ **Efficacité supérieure en hautes fréquences**

On peut remarquer que les viscoélastiques sont plus efficaces en hautes fréquences qu'en basses fréquences. Ceci provient du fait que la longueur d'onde de la structure pour les premiers modes est beaucoup plus grande que la longueur d'onde des modes d'ordre supérieur. Le cisaillement créé à l'intérieur de la plaque est plus important lorsque la longueur d'onde est petite. Comme le viscoélastique dissipe de l'énergie principalement en cisaillement, il est logique que les modes en basses fréquences soient moins amortis. Cependant, une atténuation de près de 15 dB est quand même atteinte à la résonance pour les premiers modes.

➤ **Excellente efficacité en présence d'une densité modale importante**

Il est à noter que l'écart entre les niveaux des deux courbes semble augmenter lorsqu'on se dirige vers les hautes fréquences où la densité modale est très élevée. Cette constatation peut être très intéressante puisque le nombre de modes de la carrosserie sera très élevé en hautes fréquences et le visco agit très bien dans cette zone.

➤ **1000 à 2000 Hz est une zone problématique pour le ISD-112**

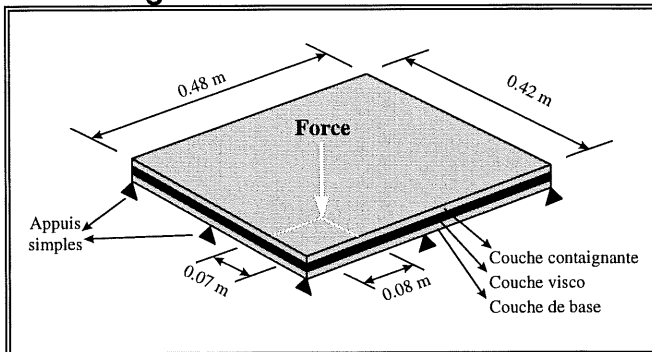
On note que le ISD est moins performant que le DYAD sur presque toute la plage de fréquence. Dans la plage de 1000 à 2000 Hz, le niveau de vibration dans le cas du ISD est même plus élevé que sans le visco.

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint DYAD 606 et ISD-112	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	--------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------

❑ Caractéristiques

Matériau	Verre/polyester
Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.22 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Force ponctuelle	x=0.08 m, y=0.07 m

❑ Montage



❑ Épaisseur

Plaque	De base	Avec DYAD 606	Avec ISD-112
Épaisseur	6.44 mm	7.2 mm	6.6 mm

❑ Réponse vibratoire

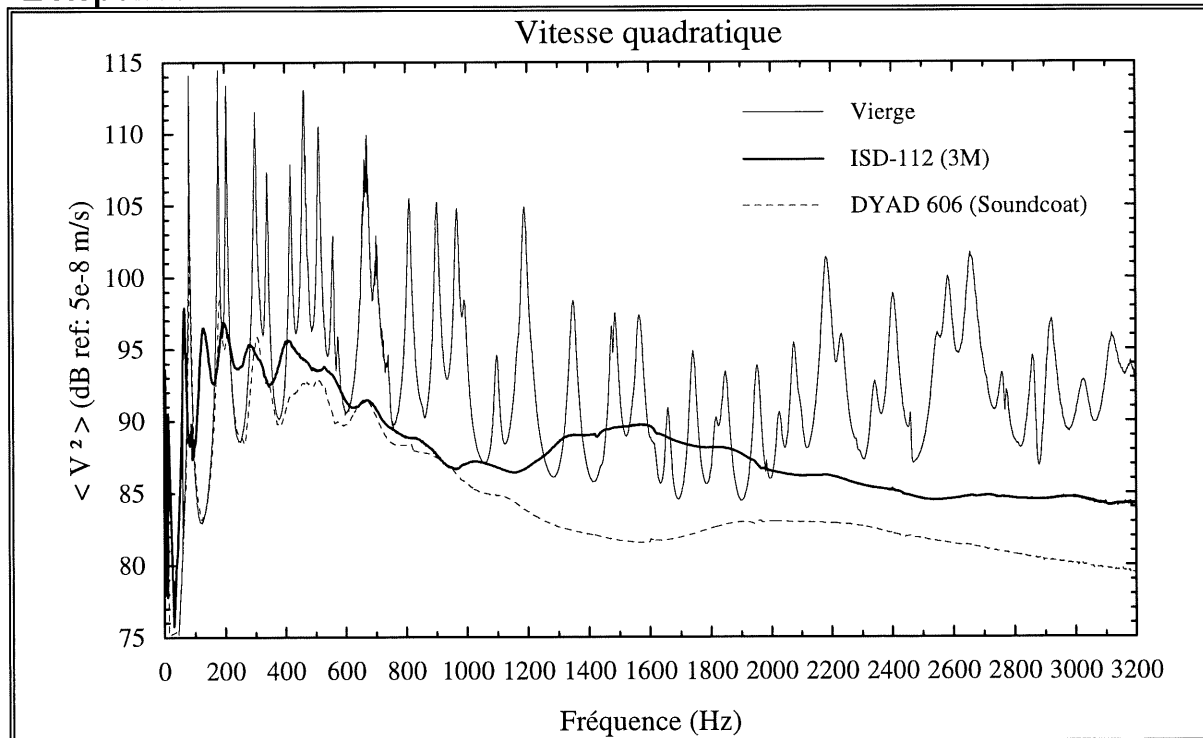


Figure 4.9 : Comparaison entre la vitesse quadratique de la plaque de base, de la plaque avec le ISD-112 et le DYAD-606

4.4 Fabrication de nouveaux échantillons

L'hypothèse de l'interaction soulevée lors de l'analyse des résultats précédents a nécessité la fabrication de nouveaux échantillons. Cette fois-ci, deux plaques d'épaisseur uniforme ne contenant pas de visco ont été fabriquées. Ces deux plaques d'environ 3 mm ont été séchées complètement. Par la suite, le viscoélastique ISD-112 a été appliqué entre les deux plaques au laboratoire du GAUS. Ce type de visco est autocollant et ne requiert donc pas d'adhésif supplémentaire. De cette façon, nous avons l'assurance que le visco ne serait pas attaqué par un composé de la résine et que ses propriétés ne seraient pas modifiées, ce qui permettrait de clarifier la question soulevée précédemment.

4.4.1 Résultats et analyse

La page 96 présente les vitesses quadratiques théorique et expérimentale obtenues avec cet échantillon. Voici les observations apportées.

➤ Interaction confirmée

Dans un premier temps, on observe que cette fois-ci, le modèle prédit très bien le comportement vibratoire de la plaque. Un écart maximum de 2 dB est noté en hautes fréquences, mais les tendances sont identiques. L'hypothèse voulant qu'une interaction se produise entre le visco et la résine est donc confirmée.

➤ Empêcher l'interaction apporte un gain considérable

Dans un deuxième temps, on note le gain considérable entre le cas où le visco est intégré lors du procédé et celui où le visco a été collé au laboratoire. Cet écart de près de 5 dB supplémentaire sur tout le spectre représente un écart énorme, car il implique aussi 5 dB sur le niveau global. Les figures de la page 97 présentent la comparaison avec la plaque de base. On remarque que le gain vibratoire est très bon sur toute la plage de fréquence et surtout en hautes fréquences. La zone de 1000 à 2000 Hz initialement problématique se situe maintenant à un niveau bien inférieur au cas sans visco.

➤ **Gain vibratoire de 9 dB sur le niveau total**

La représentation en bandes fines apporte une information essentielle, mais tend à suggérer des gains spectaculaires. À la page 97, on retrouve également la représentation tiers d'octave des résultats. Ce type de représentation illustre également de très bons gains. On remarque que le niveau vibratoire est atténué de près de 4 dB en intégrant le visco directement au procédé de fabrication et qu'il est réduit d'un autre 5 dB en empêchant l'interaction de se produire. Il sera donc primordial d'identifier le ou les composé(s) inclus dans la résine responsable de ce phénomène.

4.4.2 Synthèse à propos de l'efficacité du visco jumelé au matériau composite

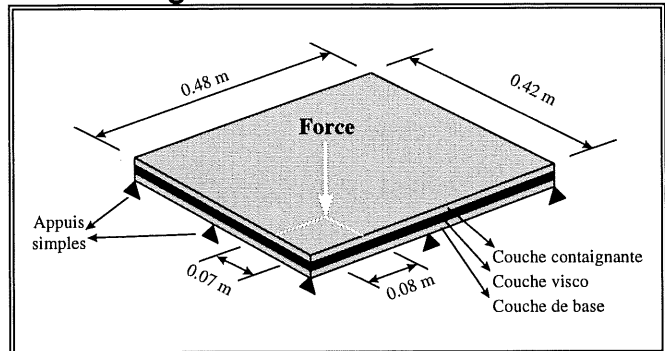
- L'utilisation de matériaux viscoélastiques combinés à la fibre de verre/polyester est une très bonne solution pour augmenter l'amortissement de ce matériau.
- Il a été montré qu'une interaction se produit entre le visco et un composé de la résine lorsqu'il est incorporé directement au laminé pendant le procédé de fabrication.
- L'efficacité du visco est notable sur tout le spectre même en basses fréquences.

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Visco : ISD-112 3M	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	-------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------

❑ Caractéristiques

Matériau	Verre/polyester
Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Module de Young	8.3 GPa
Densité	1400 kg/m ³
Facteur de perte	0.01
Poisson	0.26
Force ponctuelle	x=0.08 m, y=0.07 m

❑ Montage



❑ Détails

Procédé ⇒ Le visco a été installé sur une première couche de fibre/résine encore humide. La deuxième couche a par la suite été appliquée et le tout a été laissé séché.

Lab ⇒ Le visco a été collé entre deux plaques déjà sèches.

❑ Épaisseurs des couches

	Intégré au procédé (mm)	Collé au lab (mm)	ADNR (mm)
Base	3.3	3.58	3.58
Visco	0.25	0.25	0.25
Contraignante	3.3	3.33	3.33

❑ Vitesse quadratique - Comparaison théorie/expérience

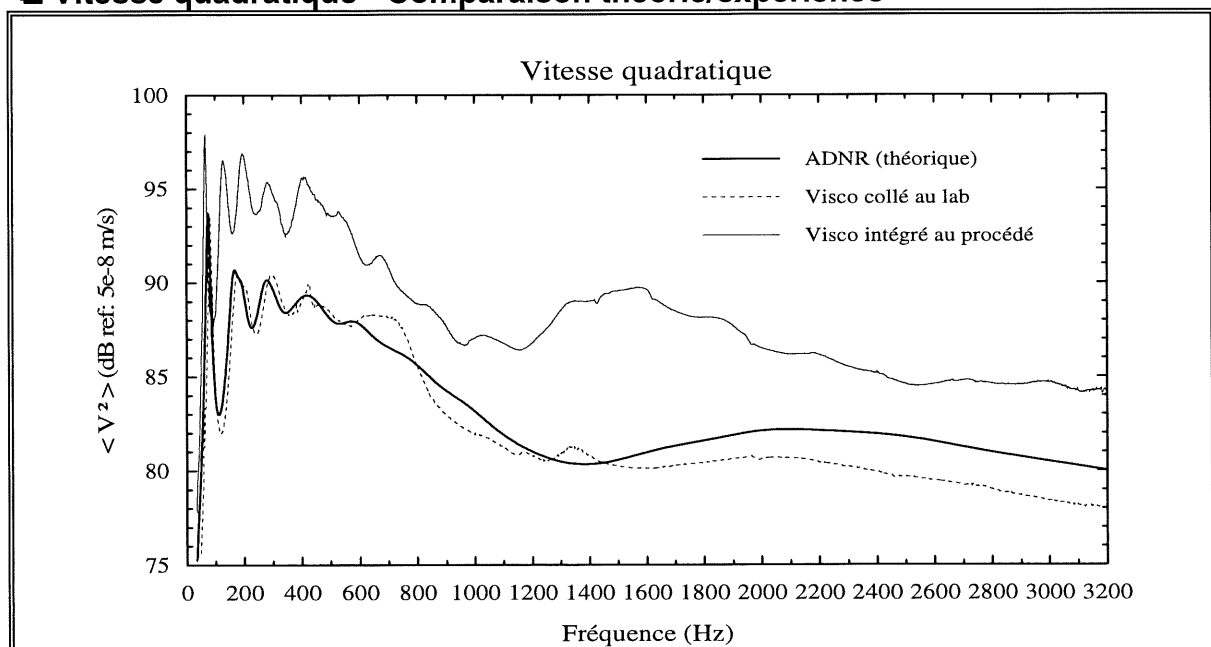


Figure 4.10 : Comparaison de la vitesse quadratique de la plaque de fibre de verre/polyester avec le ISD-112 intégré au procédé, collé au laboratoire et le résultats théorique.

(SUITE)

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Visco : ISD-112 3M	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	-------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------

□ Vitesse quadratique - Résultats expérimentaux

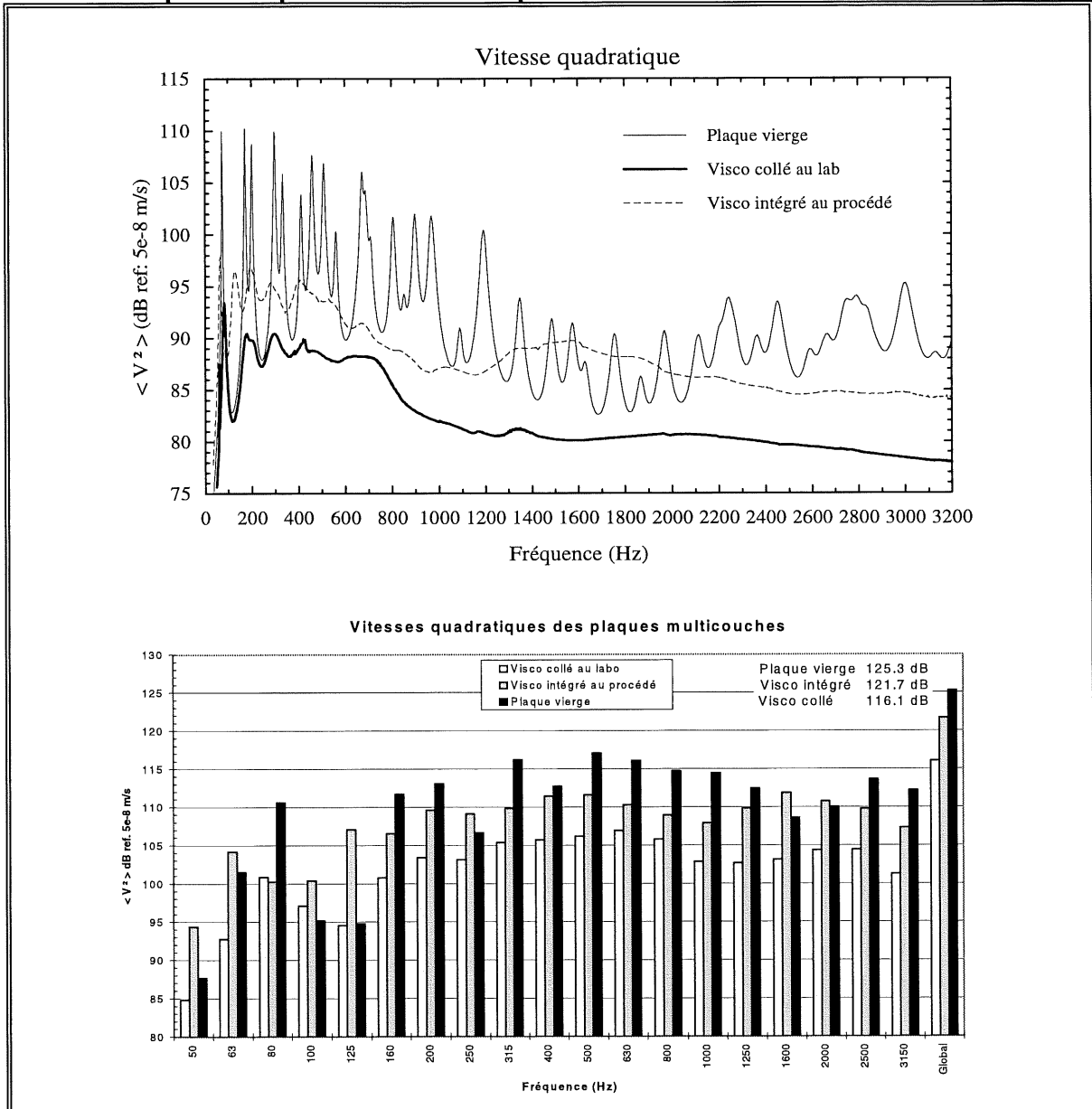


Figure 4.11 : Vitesse quadratique de la plaque de base en fibre de verre/polyester comparée aux plaques contenant le visco intégré au procédé et le visco collé au labo (bandes fines et tiers d'octave)

4.5 Amortissement du composite par l'ajout de viscoélastique — Recouvrement partiel

Jusqu'à présent, toutes les simulations et les expérimentations réalisées avec des plaques multicouches comportaient une couche viscoélastique recouvrant entièrement la plaque. Cependant, comme il est probable que seulement certaines sections de la carrosserie seront recouvertes de visco, il est essentiel d'analyser le recouvrement partiel.

4.5.1 Analyse théorique

Le programme **MULT** doit être utilisé pour traiter les plaques avec recouvrement partiel puisque **ADNR** ne peut traiter ces cas. Ces deux programmes possèdent une approche théorique quelque peu différente et se distinguent par les caractéristiques suivantes :

TABLEAU 4-6 : PRINCIPALES DIFFÉRENCES ENTRE *ADNR* ET *MULT*

Caractéristiques	ADNR	MULT
Plaque multicouche	Recouvrement total	Recouvrement partiel
Méthode de calcul	Approche simplifiée	Approche rigoureuse

Dans cette section, les objectifs fixés sont les suivants :

1. Analyser l'influence d'un recouvrement partiel de visco sur les indicateurs vibroacoustiques d'une plaque de fibres de verre sur appuis simples.
2. Déterminer une surface relative à la plaque qui présente un bon compromis entre la quantité de visco et les gains sur les indicateurs.

Méthodologie

Dans le but d'atteindre les objectifs de l'étude, plusieurs simulations ont été effectuées avec les caractéristiques suivantes:

1. Dimensions de la plaque: 48 cm x 42 cm x 6.86 mm
2. Deux types d'excitation considérés:
 - a) force ponctuelle à 8 cm x 7 cm d'un coin
 - b) onde plane à 40°
3. Position du recouvrement

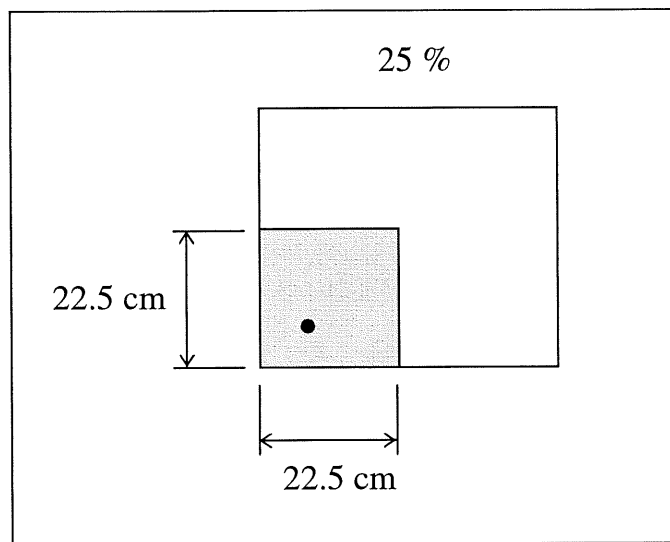


Figure 4.12 : Position du recouvrement partiel étudié.

4. Configuration des couches

Le programme MULT considère une couche viscoélastique précontrainte ajoutée à la plaque originale. La couche contraignante possède les mêmes dimensions que le visco. Le programme ne requiert pas la dimension de la couche contraignante mais bien du recouvrement. Si on essaie de simuler le visco incorporé au milieu de la plaque originale tel qu'illustré à la Figure 4.13 c), le premier mode de la structure correspondra sensiblement au premier mode de la plaque de base, ce qui est faux. Le programme doit être utilisé dans la configuration b)

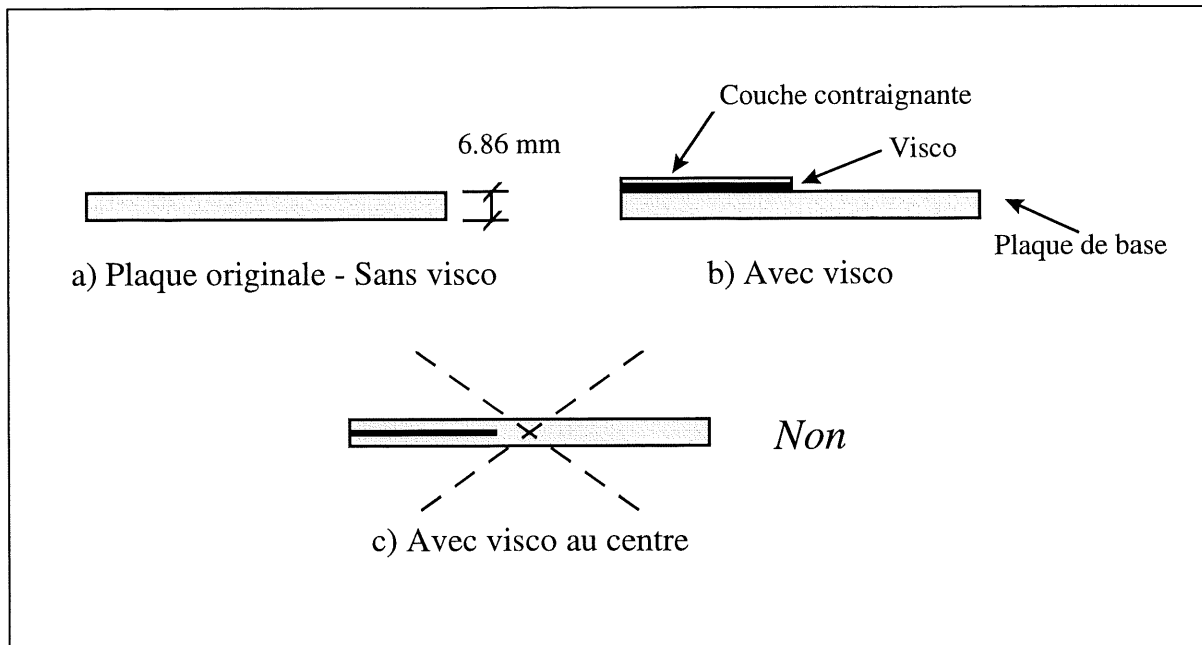


Figure 4.13 : Configuration des couches dans le programme MULT.

Validation

Etant donné que MULT et ADNR sont deux programmes complémentaires, il est nécessaire de vérifier qu'on obtient les mêmes résultats pour le cas 100 % de viscoélastique. La Figure 4.14 présente la comparaison entre ADNR et MULT pour 100 % de visco. On note qu'en utilisant un ordre de décomposition sur la base modale de 10 (flexion, membrane, cisaillement) et 14 points d'intégration, les deux programmes donnent exactement le même résultat (deux courbes sont confondues). Cependant, les résultats présentés dans cette section ont été obtenus avec un ordre de 12 et 16 points d'intégration afin de s'assurer de la convergence pour toutes les simulations.

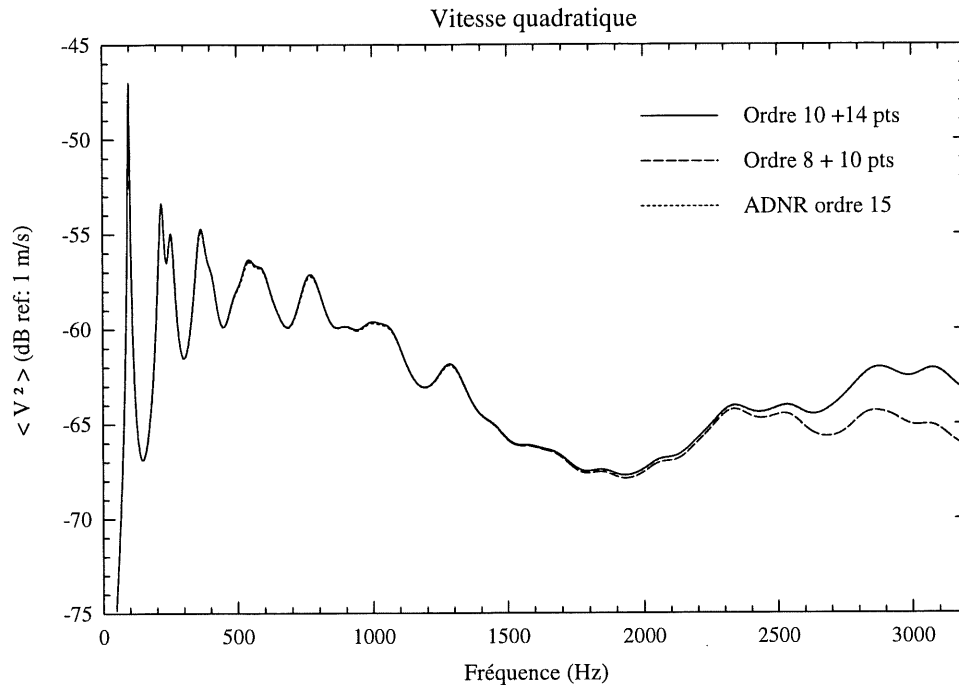


Figure 4.14 : Validation de MULT avec ADNR pour un recouvrement total de visco.

4.5.2 Résultats et analyse

Excitation acoustique

Les Figure 4.15 à Figure 4.18 des pages suivantes présentent les résultats pour les quatre principaux indicateurs vibroacoustiques.

➤ **Vitesse quadratique**

Un certain décalage des fréquences propres vers les hautes fréquences est noté avec l'augmentation de la surface relative de visco. L'effet de masse ajoutée semble être négligeable devant la raideur ajoutée par la couche contraignante. On remarque très bien le gain progressif avec l'augmentation de la surface relative de visco. Des gains considérables sur la vitesse quadratique et la puissance rayonnée sont obtenus avec 25 % de visco. On note également que tous les modes ayant une composante paire dans la direction perpendiculaire au front d'onde sont très peu sollicités, puisque l'onde plane est représentée comme une pression uniforme.

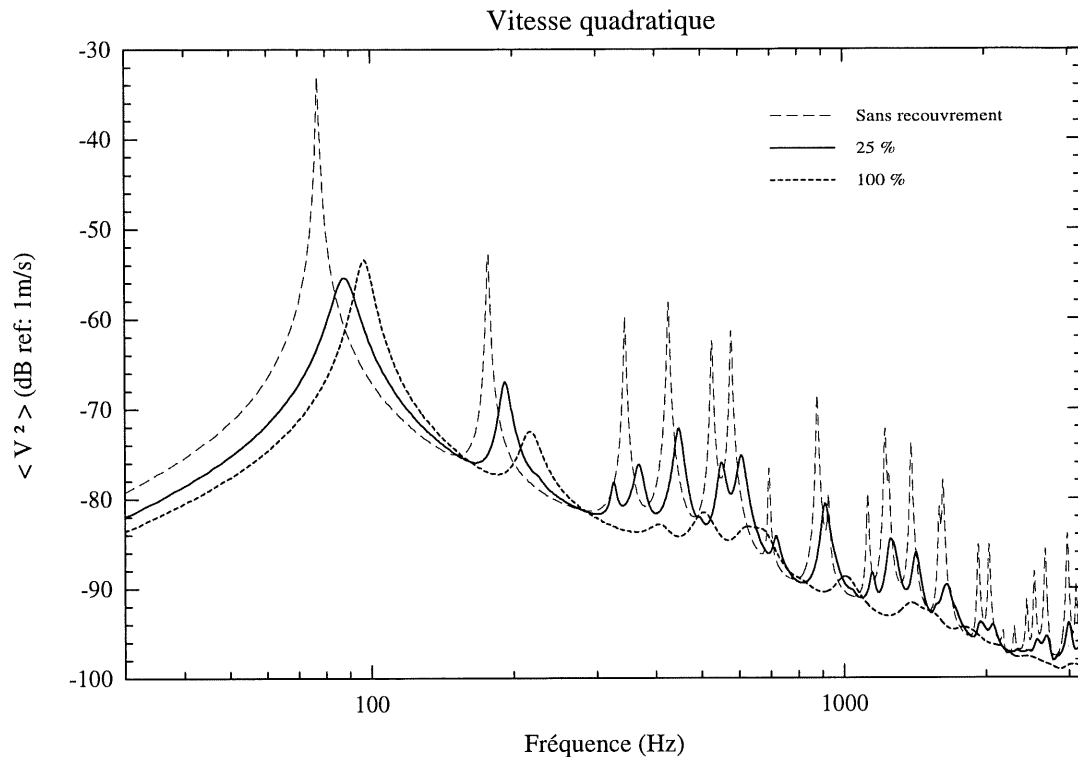


Figure 4.15 : Vitesse quadratique, excitation par une onde plane à 40°.

➤ Facteur de rayonnement

D'un autre côté, il est intéressant de noter l'effet sur le facteur de rayonnement. Le facteur de rayonnement est calculé par la relation classique suivante :

$$\sigma = \frac{W}{\rho c S \langle V^2 \rangle}$$

où W = Puissance rayonnée (Watt)

ρ = Densité (kg/m^3)

c = Célérité dans l'air (m/s)

S = Surface (m^2)

$\langle V^2 \rangle$ = Vitesse quadratique (m/s)²

Une première constatation est que le facteur de rayonnement augmente progressivement jusqu'à 3200 Hz et n'a pas encore atteint sa valeur maximale. Cette valeur maximale est atteinte à la fréquence critique de la plaque qui est de 3750 Hz pour le type de matériau et l'épaisseur considérés (voir encadré). Pour

plusieurs configurations simulées, le facteur de rayonnement est quelque peu supérieur au cas où aucun viscoélastique n'est utilisé. Initialement pour la plaque non amortie, certains modes étaient très peu rayonnants comparativement à d'autres, ce qui provoquait des chutes dans l'efficacité de rayonnement. Sous la fréquence critique, ces modes correspondent à des modes d'ordre élevé et/ou à des modes antisymétriques. L'ajout de viscoélastique modifie le comportement de la plaque, atténue les vibrations et les modes peu rayonnants deviennent moins prononcés face aux autres.

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu}{D}} = \text{fréquence critique (Hz)}$$

$$\text{où} \left\{ \begin{array}{l} c_0 = \text{célérité (m/s)} \\ \mu = \text{masse surfacique (kg / m}^2\text{)} \\ D = \text{rigidité de flexion (Nm)} \\ E = \text{module d'élasticité (Pa)} \\ h = \text{épaisseur (m)} \\ \nu = \text{coefficient de Poisson} \end{array} \right.$$

$$\text{avec} \quad D = \frac{Eh^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} = 239.48 \text{ Nm}$$

$$\mu = \rho h = 9.95 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{on obtient} \quad f_c = 3750 \text{ Hz}$$

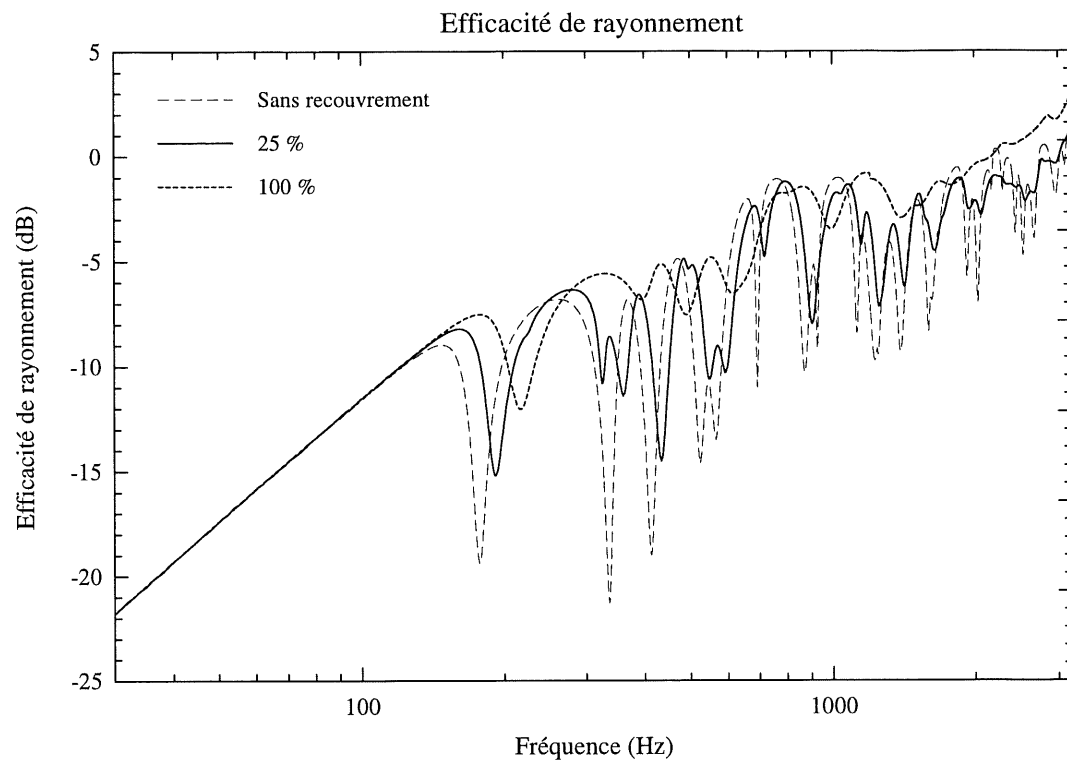


Figure 4.16 : Facteur de rayonnement, excitation par une onde plane à 40° .

➤ Puissance rayonnée

Pour cet indicateur, on peut tirer les mêmes conclusions que dans le cas de la vitesse quadratique. Tous les pics sont considérablement atténués. On remarque que plus la surface couverte par le visco est grande, plus le gain est élevé à l'exception du premier mode.

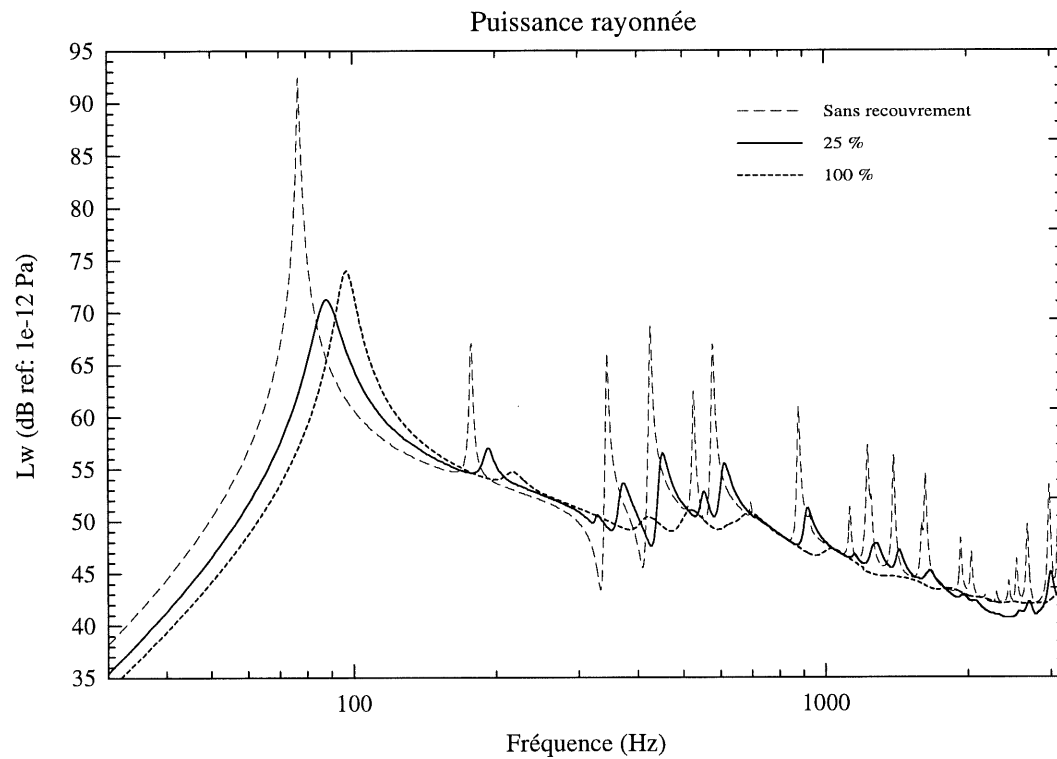


Figure 4.17 : Puissance rayonnée, excitation par une onde plane à 40° .

➤ Perte par transmission

Avec l'excitation acoustique, on peut également apprécier l'effet du recouvrement sur la perte par transmission de la plaque. De façon générale, on constate un effet bénéfique puisque toutes les chutes dans la perte par transmission originale se retrouvent considérablement atténuées.

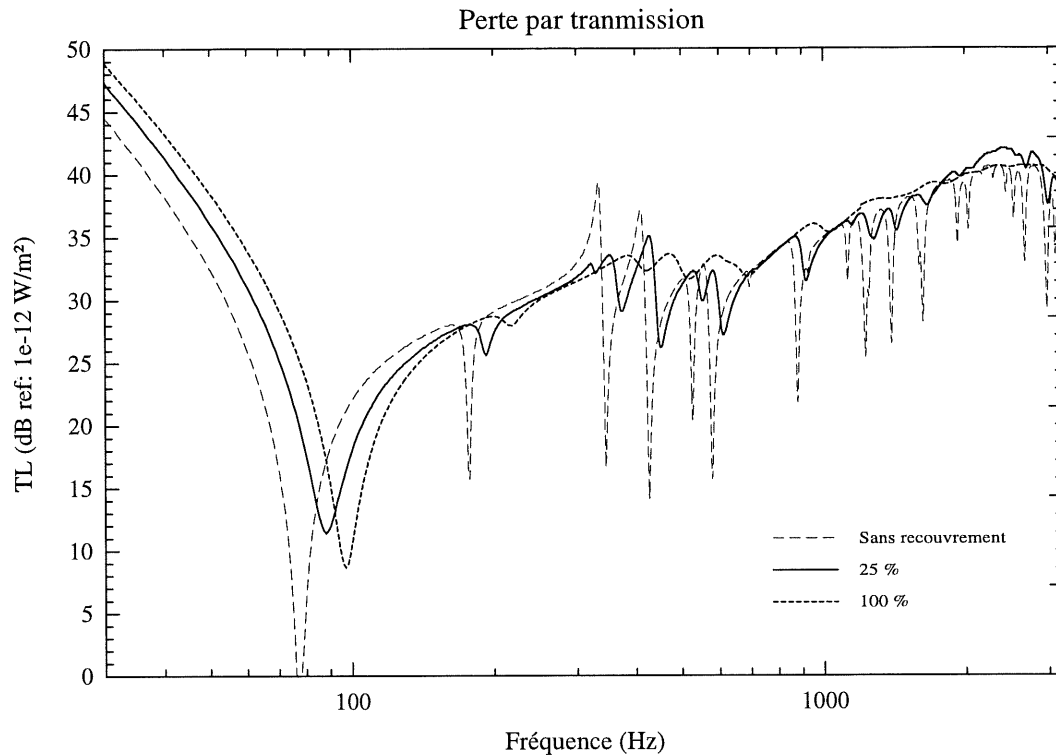


Figure 4.18 : Perte par transmission, excitation par une onde plane à 40°.

➤ Le recouvrement total est le plus efficace

Contrairement aux conclusions tirées par Parthasarathy et Reddy (1985) et Lapointe et Cheng (1994), le recouvrement partiel n'est pas plus efficace que le recouvrement total pour la configuration d'un viscoélastique contraint. Il faut rappeler que leurs conclusions s'appliquaient uniquement aux amortissants libres (sans couche contraignante).

Toutes les courbes correspondant à 100 % de viscoélastique ont été tracées à partir de valeurs calculées par ADNRR. En réalité, les matériaux viscoélastiques ont des propriétés qui dépendent de la fréquence et de la température. ADNRR permet d'introduire des

propriétés pour le visco qui varient en fonction de la fréquence et c'est ce qui a été fait pour les cas avec 100 % de visco. Cependant, la courbe 25 % a été obtenue à partir du programme MULT. Celui-ci ne permet pas de considérer une variation des propriétés avec la fréquence. Dans ce cas, une valeur moyenne pour chaque propriété a été fournie au programme. Ceci explique entre autres pourquoi que dans certains graphiques la configuration avec 100 % de visco est moins performante que la configuration à 25 %.

Excitation mécanique

Les résultats pour l'excitation mécanique sont donnés à l'annexe E. Les conclusions tirées pour l'excitation acoustique sont applicables à l'excitation mécanique. Encore une fois, des gains considérables sont réalisés avec 25 % de viscoélastique. Il est intéressant par contre de noter que la quantité de modes excités est beaucoup supérieure avec une excitation mécanique bien positionnée.

4.5.3 Localisation du visco sur la plaque

L'influence de la position du visco appliqué sur la plaque a également été analysée. Deux configurations ont été testées :

A) 15 % visco sous le point d'application de la force.

B) 15 % visco à un endroit quelconque.

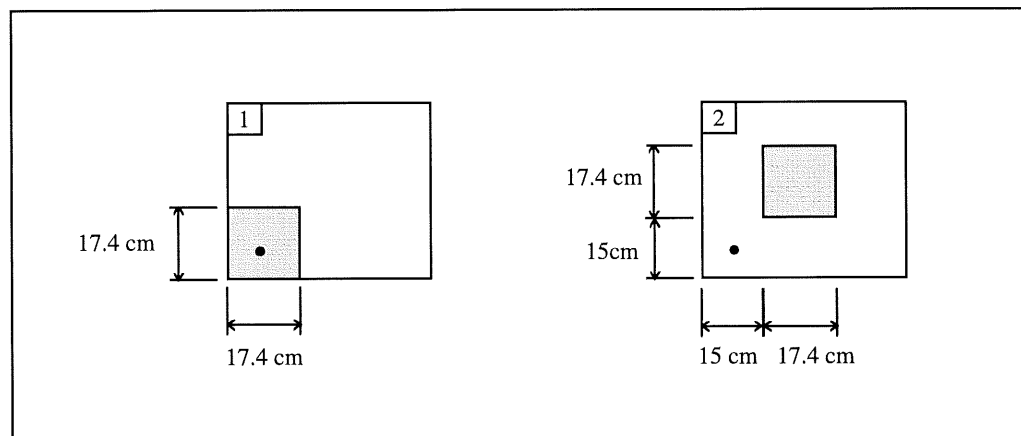


Figure 4.19 : Disposition du visco servant à analyser l'influence de la localisation du visco.

La Figure 4.20 présente les résultats pour ces deux configurations. On remarque que dans le cas idéal d'une plaque sur appuis simple homogène, les deux courbes sont presque identiques. La vitesse quadratique moyenne de la plaque n'est que très légèrement affectée par la position du viscoélastique. Étant donné qu'il se développe des modes dans la plaque, on retrouve plusieurs zones de déformation maximale. Si la surface du viscoélastique est suffisamment grande, elle sera toujours en contact avec une de ces zones. Dans ce cas, peu

importe sa position, un maximum d'énergie sera dissipé lorsque le viscoélastique sera amené à travailler en cisaillement.

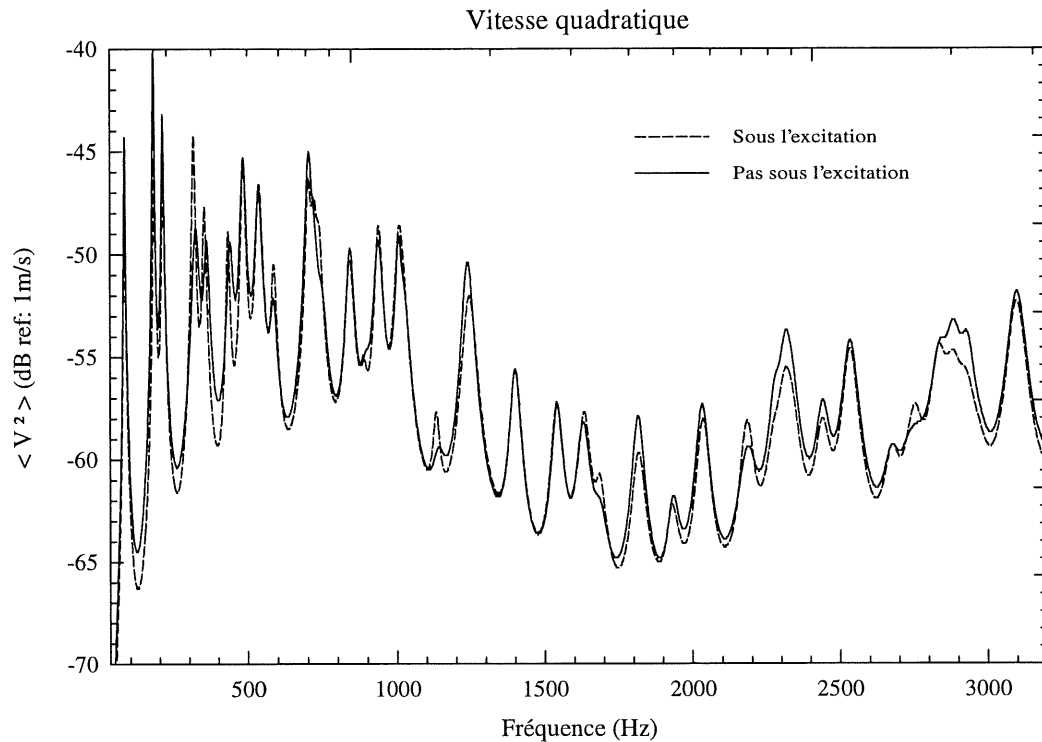


Figure 4.20 : Influence de la position du viscoélastique sur la vitesse quadratique.

4.5.4 Analyse expérimentale

Le recouvrement partiel a été expérimenté sur une plaque de fibre de verre pour valider le modèle MULT et analyser le comportement de ce type de recouvrement avec ce matériau. Les trois pages suivantes présentent les résultats obtenus pour une plaque de fibre de verre avec 25 % de recouvrement. Deux configurations ont été testées.

➤ Visco sous l'excitation

Le programme MULT prédit très bien les niveaux vibratoires jusqu'à 2000 Hz. Par la suite, les courbes s'éloignent l'une de l'autre, mais les tendances sont bien prédites.

➤ **Visco opposé à l'excitation**

Dans ce cas-ci, les prédictions sont excellentes sur toute la plage de fréquences. Les courbes se suivent fidèlement même en hautes fréquences où on notait un écart pour la première configuration.

➤ **Comparaison des deux configurations avec la plaque de base**

On constate que les deux configurations donnent sensiblement les mêmes résultats en basses fréquences. Cependant, au-dessus de 2000 Hz, le cas où le recouvrement est sous l'excitation est nettement plus performant. Placer le recouvrement directement sous le point d'excitation semble être la méthode à préconiser pour maximiser la dissipation d'énergie en hautes fréquences.

4.5.5 Synthèse à propos du recouvrement partiel

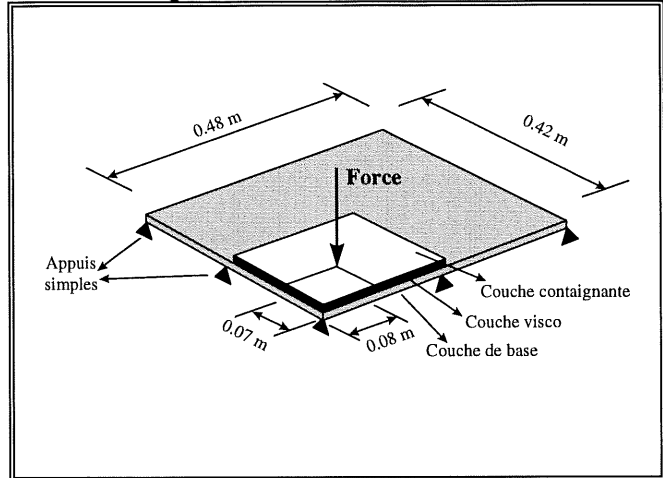
- Une analyse détaillée a été menée concernant les effets du recouvrement partiel de viscoélastique sur les indicateurs vibroacoustiques.
- Cette analyse a démontré qu'une surface relative de 25 % de visco présente un bon compromis entre la quantité de visco et l'efficacité obtenue.
- Pour un visco jumelé à une couche contraignante, le recouvrement total est plus performant qu'un recouvrement partiel à l'exception du premier mode.
- Les résultats expérimentaux ont montré que l'installation du visco directement sous l'excitation permet de dissiper plus d'énergie en hautes fréquences.

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Couverture partielle (25%)	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	---------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------

❑ Caractéristiques

Matériau	Verre/polyester
Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Épaisseur	6.44 mm
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.22 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Position du recouvrement	x=0 cm, x=25.4cm y=0 cm, y=20.4 cm
Force ponctuelle	x=0.08 m, y=0.07 m

❑ Montage



❑ Visco + Acier inoxydable

Visco	Épaisseur du visco	Couche contraignante	Épaisseur acier	Densité acier	Facteur de perte acier
3M ISD-112	0.25 mm	Acier inox. 304	0.25 mm	7900 kg/m ³	0.001

❑ Réponse vibratoire

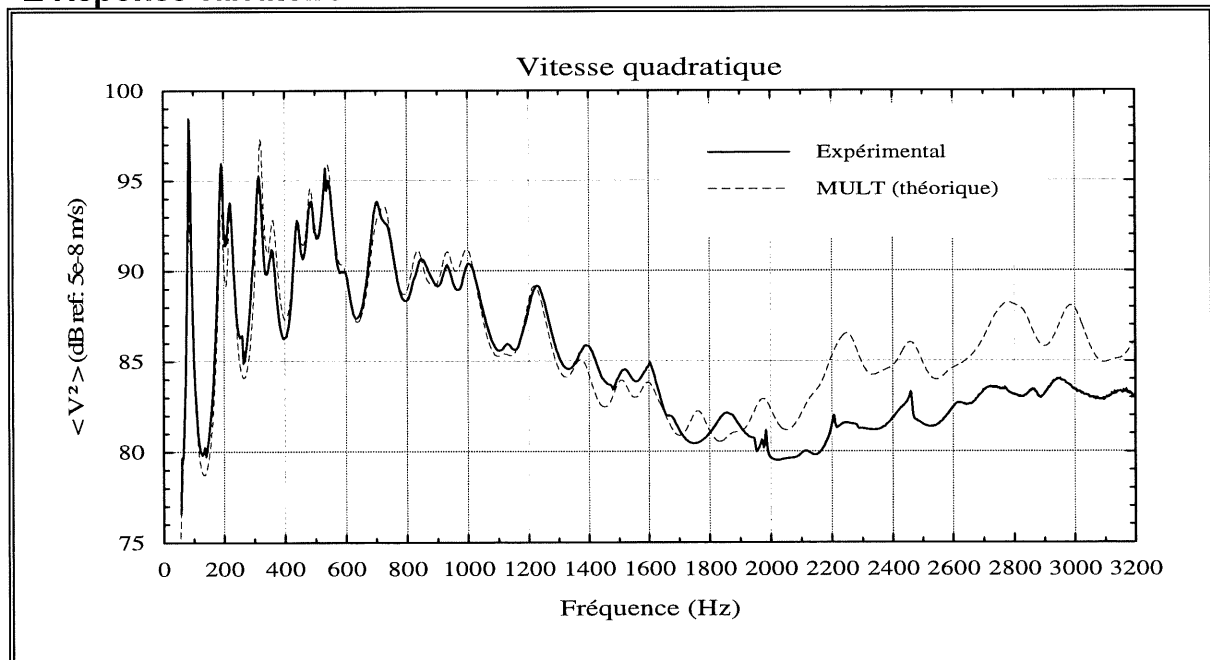


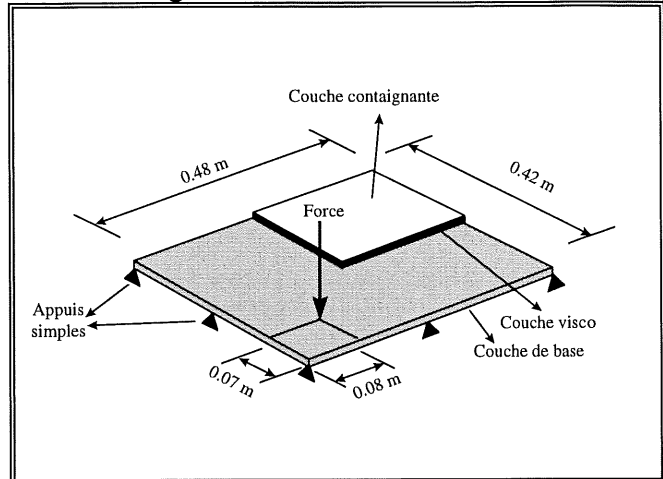
Figure 4.21 : Comparaison théorie-expérience pour la vitesse quadratique d'une plaque de fibre de verre/polyester avec recouvrement partiel (visco sous excitation)

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Couverture partielle (25%)	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	---------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------

❑ Caractéristiques

Matériau	Verre/polyester
Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Épaisseur	6.44 mm
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.22 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Position du recouvrement	x=0 cm, x=25,4 cm y=0 cm, y=20.4 cm
Force ponctuelle	x=0.08 m, y=0.07 m

❑ Montage



❑ Visco + Acier inoxydable

Visco	Épaisseur du visco	Couche contraignante	Épaisseur acier	Densité acier	Facteur de perte acier
3M ISD-112	0.25 mm	Acier inox. 304	0.25 mm	7900 kg/m ³	0.001

❑ Réponse vibratoire

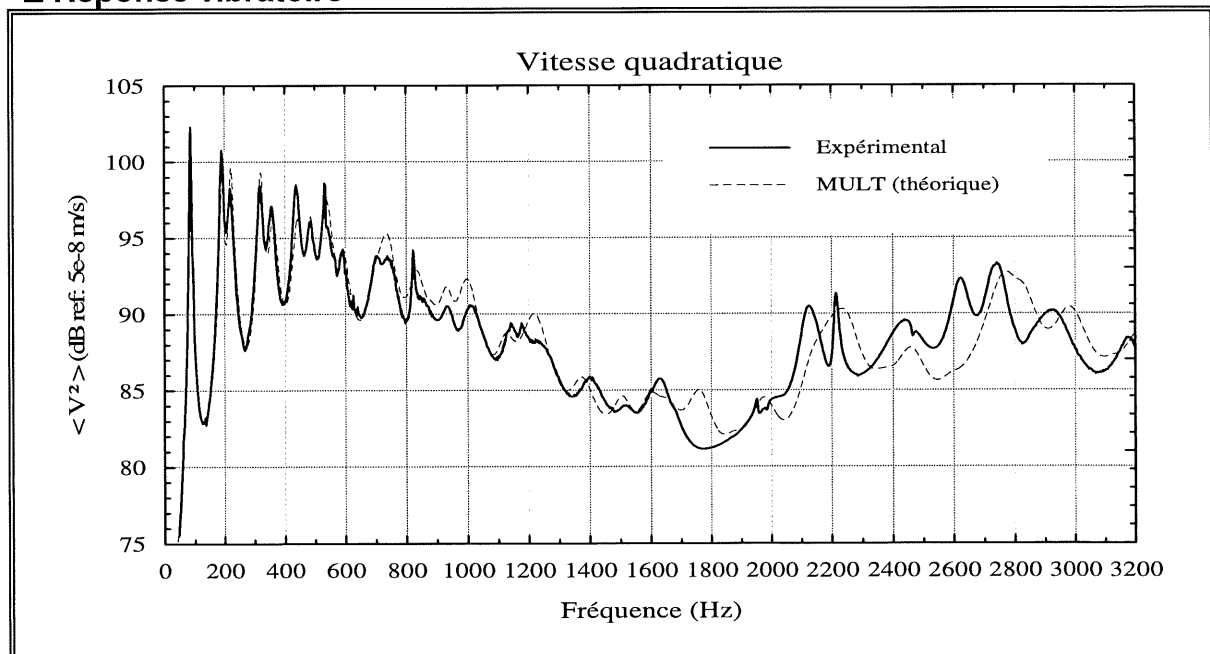


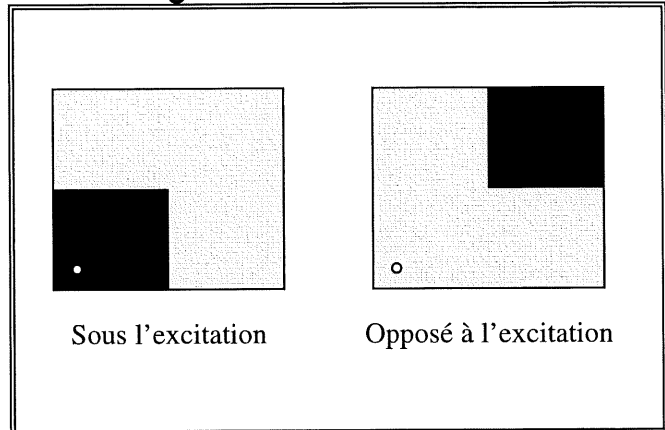
Figure 4.22 : Comparaison théorie-expérience pour la vitesse quadratique d'une plaque de fibre de verre/polyester avec recouvrement partiel (visco opposé à l'excitation)

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Couverture partielle (25%)	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	---------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------

❑ Caractéristiques

Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Épaisseur	6.44 mm
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.22 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Position du recouvrement	x=0 cm, x=25.4 cm y=0 cm, y=20.4 cm
Force ponctuelle	x=0.08 m, y=0.07 m

❑ Montage



❑ Visco + Acier inoxydable

Visco	Épaisseur du visco	Couche contraignante	Épaisseur acier	Densité acier	Facteur de perte acier
3M ISD-112	0.25 mm	Acier inox. 304	0.25 mm	7900 kg/m ³	0.001

❑ Réponse vibratoire

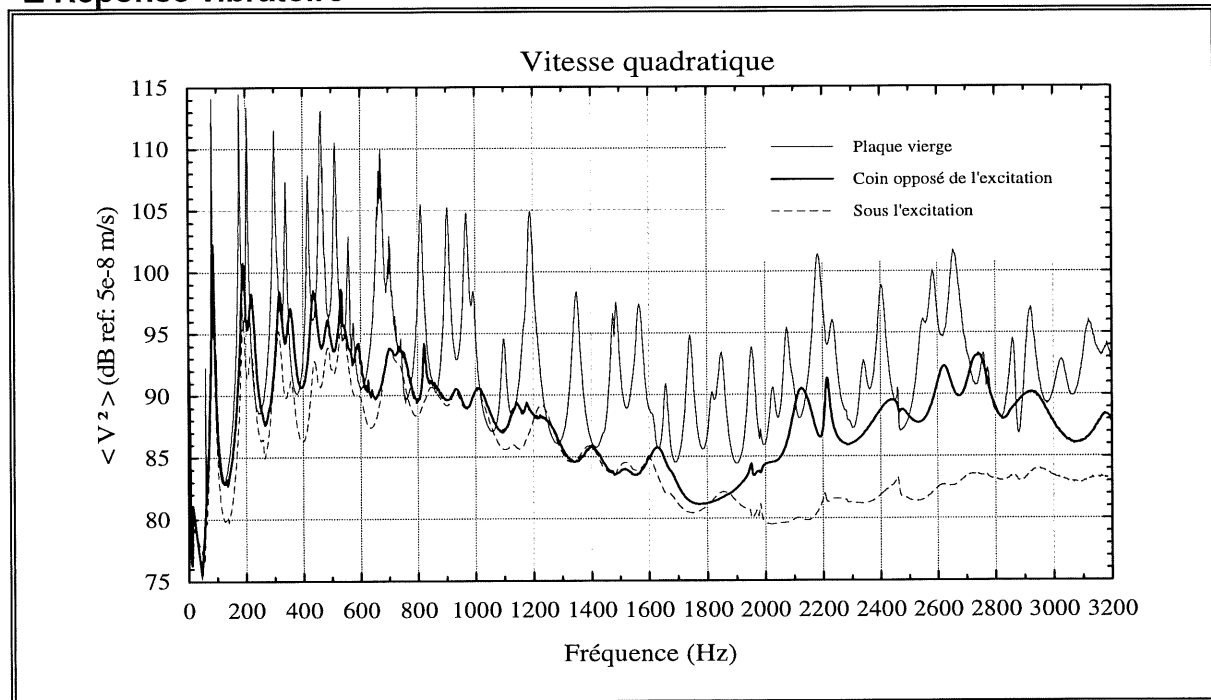


Figure 4.23 : Comparaison entre la vitesse quadratique de la plaque de base et des plaques avec recouvrement partiel.

4.6 Simulation avec force typique

L'excitation utilisée lors des expérimentations est habituellement un bruit blanc qui présente une amplitude relativement constante en fonction de la fréquence. La vitesse quadratique est calculée à partir des vitesses ponctuelles de la structure normalisées par la force injectée. Pour obtenir des résultats comparables en simulation avec ADNR, une force unitaire constante en fonction de la fréquence est appliquée à la plaque. En pratique pour les motomarines, ce type d'excitation est plutôt « académique ». L'excitation de la turbine et du moteur comporte des raies spectrales très bien définies.

Les informations fournies dans cette section doivent être lues attentivement pour bien comprendre ce qui a été simulé et bien saisir la portée des conclusions tirées de ces résultats.

4.6.1 Le spectre d'excitation

Le programme ADNR permet d'appliquer un spectre de force quelconque à une plaque. Afin de visualiser l'effet du visco pour une excitation comportant des raies, le spectre de forces fournis à ADNR est présenté à la Figure 4.24. Ce spectre ne représente pas une excitation réelle. Il a été synthétisé à partir d'une mesure de vitesse quadratique ($\langle V^2 \rangle$). Le résultat a été considéré comme un spectre de force même si les unités réelles sont des mètres par seconde. Un facteur de correction a été appliqué au spectre initial afin d'obtenir une force d'amplitude physiquement possible en Newton. La relation ci-dessous explique le calcul effectué pour obtenir ce spectre. La page 117 présente la vitesse quadratique d'une plaque soumise à une force ponctuelle possédant ce spectre d'excitation et un spectre unitaire. Cette figure montre également cette même plaque contenant un viscoélastique.

$$Force = \frac{10^{(\langle V^2 \rangle / 10)}}{90} \times 10^{-8} \quad (4-4)$$

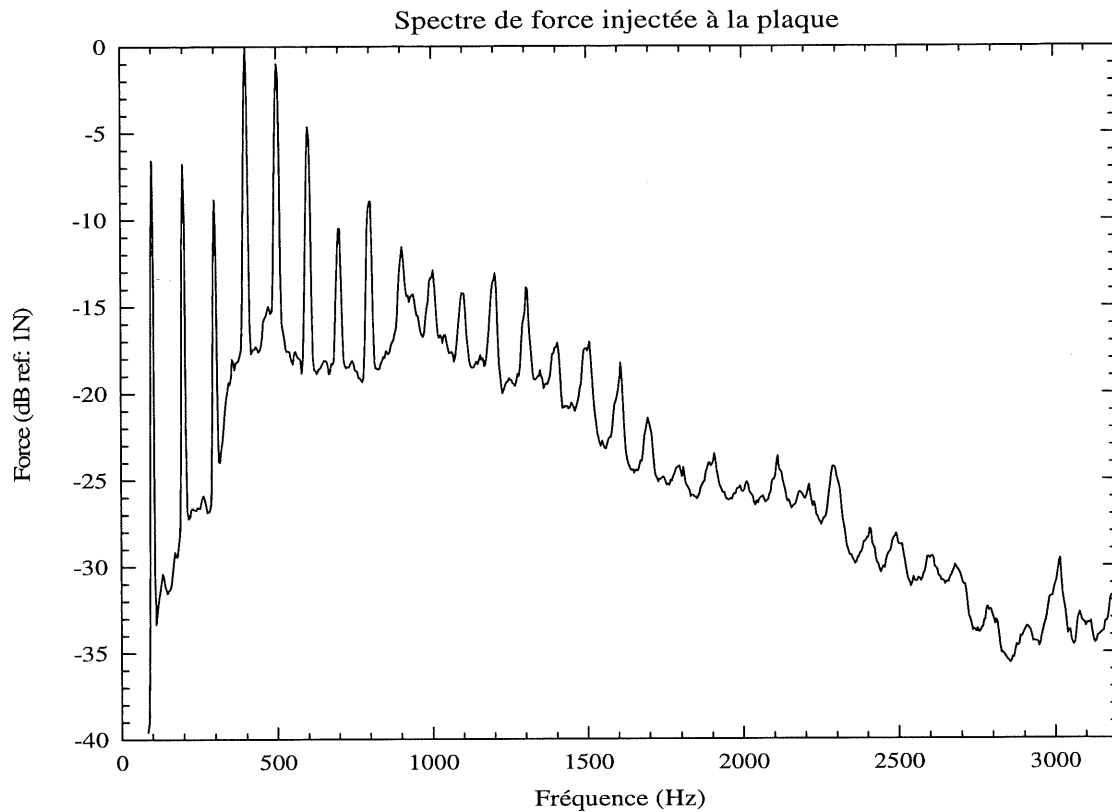


Figure 4.24 : Spectre de la force injectée à la plaque

4.6.2 Analyse

Les résultats de la page 117 doivent être interprétés à partir des tendances générales des courbes deux à deux. Il ne faut surtout pas comparer les amplitudes absolues. De ces résultats, on peut énoncer les affirmations suivantes :

➤ Excellente efficacité avec force unitaire

On remarque le visco est très performant au niveau des fréquences propres de la structure. Dans les creux de la vitesse quadratique, le gain est plus faible, car la plaque ne se déforme pas sous des patrons bien définis créant ainsi peu d'effort de cisaillement dans le visco.

➤ **Avec le spectre typique, le gain dépend de l'efficacité réalisée avec la force unitaire**

Si on regarde le spectre correspondant à une excitation à raies, on remarque que les gains obtenus aux fréquences d'excitation sont intimement liés aux gains réalisés pour le cas de la force unitaire. Par exemple à 400 Hz, cette fréquence est la plus importante du spectre pour l'excitation à raies spectrales et aucun gain n'est réalisé avec le traitement viscoélastique. Ceci vient du fait qu'à 400 Hz, la plaque ne présente pas de mode et que le gain réalisé avec la force unitaire est nul. Par contre, à des fréquences plus élevées comme près de 1000 Hz, même si aucun mode est présent à une fréquence bien spécifique, un certain gain est réalisé.

➤ **Perte d'efficacité de 5.7 dB avec la force typique**

Les niveaux globaux montrent que l'efficacité est beaucoup moins spectaculaire avec l'excitation à raies spectrales. En effet, un gain de 12.5 dB est atteint avec la force unitaire comparativement à 6.8 dB pour le spectre typique. Ceci vient essentiellement des raies spectrales qui sont très peu atténuées si elles ne coïncident pas avec des modes propres. De cette façon, ces raies gouvernent le niveau global.

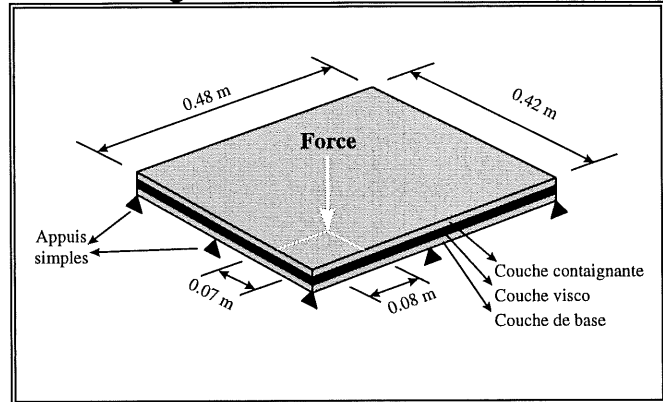
Il est donc pertinent et nécessaire, si on veut tirer des conclusions réalistes, de simuler tout comportement vibroacoustique à partir d'un spectre de force réel mesuré expérimentalement et non en introduisant un spectre avec une répartition de l'énergie constante en fonction de la fréquence.

Plaque multicouche (SS)	Amortissement contraint Spectre d'excitation	Réponse Vibratoire ($\langle V^2 \rangle$)
--------------------------------	---------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------

❑ Caractéristiques

Matériau	Verre / polyester
Dimensions	0.48 m × 0.42 m
Épaisseur	6.86 mm
Densité	1400 kg/m ³
Module de Young	8.3 GPa
Facteur de perte	0.01
Coef. Poisson	0.26
Force ponctuelle	$x=0.08$ m, $y=0.07$ m

❑ Montage



❑ Visco

Visco	Épaisseur	E (moyen)	η (moyen)
3M ISD-112	0.25 mm	7.27 MPa	0.86

❑ Réponse vibratoire

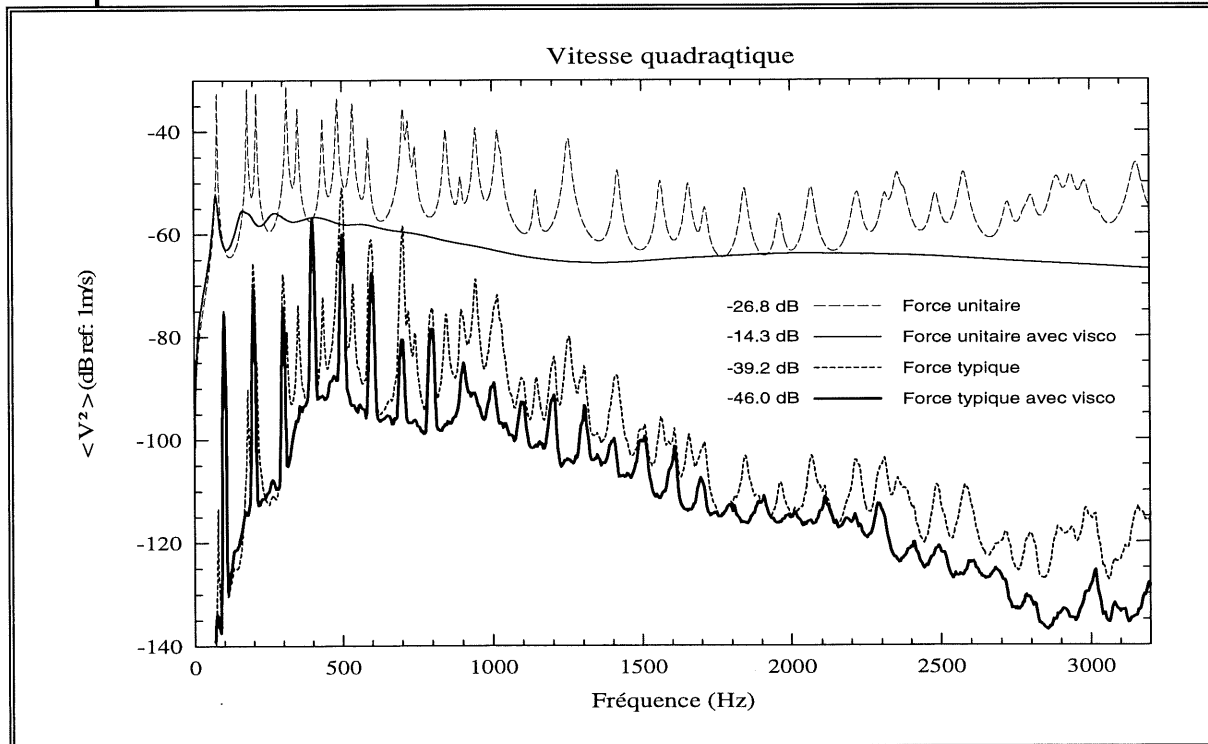


Figure 4.25 : Influence du spectre d'excitation sur la vitesse quadratique d'une plaque de fibre de verre/polyester contenant un visco. Spectre de force unitaire comparé à un spectre à raies.

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre, les propriétés du matériau utilisé pour fabriquer les coques et les carrosseries de motomarines ont été déterminées. De plus une analyse théorique et expérimentale détaillée ont été menées sur l'augmentation de l'amortissement de ce matériau par l'ajout de viscoélastique. Les points suivants sont à retenir.

Type de matériau utilisé

- Fibre de verre/polyester avec 30 % de fibre.
- Matériau formé par un mélange de fibres courtes et de résine projeté au pistolet.

Méthode de caractérisation

- Mesure expérimentale de la vitesse quadratique d'une plaque sur appuis simples formée de ce matériau.
- Excitation par force ponctuelle.
- La méthode préconisée pour déterminer les propriétés consiste à faire coïncider la vitesse quadratique expérimentale et théorique par une approche par essais et erreurs.
- Vitesse quadratique théorique obtenue avec le programme ADNR.

Caractéristiques du matériau

- Le composite fibre de verre/polyester se comporte comme un matériau isotrope
- Les propriétés sont les suivantes :
 - Modules d'élasticité (E_x, E_y) = 8.3 GPa
 - Masse volumique (ρ) = 1400 kg/m³
 - Coefficient de Poisson (ν) = 0.26
 - Amortissement interne (η) = de l'ordre de 10^{-2} .

En ce qui concerne l'augmentation de l'amortissement du matériau, deux types de viscoélastiques ont été testés, soit le DYAD 606 de Soundcoat et le ISD-112 de 3M. Ces matériaux ont été intégrés entre deux couches de fibre de verre. Cette configuration représente donc un amortissement contraint où la couche contraignante est de la fibre de verre/polyester. On peut conclure que :

Une interaction modifie les propriétés des viscoélastiques

Il a été démontré qu'une interaction a lieu entre un composé de la résine et les deux types de viscoélastiques. Cette interaction se produit lorsque le visco est installé sur de la résine encore humide.

Gain vibratoire considérable sur tout le spectre même en basses fréquences

L'utilisation de matériaux viscoélastiques combinés au composite est une très bonne solution pour augmenter l'amortissement de ce matériau. Les gains en basses fréquences sont prometteurs. Le comportement du visco en présence d'une densité modale importante est excellente.

Empêcher l'interaction est primordial

Les résultats ont démontré que freiner l'interaction apporte un gain important sur l'efficacité du visco. L'efficacité est coupée de moitié par cette interaction.

Un recouvrement partiel de 25 % est très efficace

Étant donné que les matériaux viscoélastiques sont habituellement dispendieux, une analyse théorique et expérimentale du recouvrement partiel a été réalisée. Les résultats ont montré que :

- le modèle théorique MULT prédit très bien le comportement de la plaque avec recouvrement partiel.
- 25 % de visco présente un bon compromis entre la quantité de visco utilisé et les gains vibratoires.

- pour un recouvrement jumelé à une couche contraignante, le recouvrement total est plus performant qu'un recouvrement partiel à l'exception du premier mode.
- Les résultats expérimentaux ont montré que l'installation du visco directement sous l'excitation permet de dissiper plus d'énergie en hautes fréquences.

Exécuter des simulations avec un spectre mesuré est beaucoup plus réaliste qu'avec un spectre unitaire

Une étude avec ADNRR a été menée afin d'évaluer le comportement d'une plaque simplement supportée contenant un viscoélastique excitée par une force ponctuelle possédant un spectre à raies. Les résultats ont montré que l'efficacité obtenue avec ce type d'excitation est intimement liée aux gains réalisés pour le cas d'une force unitaire. Les fréquences d'excitation ne correspondant pas à des modes de structure sont très peu amorties. Le gain réalisé est moins spectaculaire avec ce type d'excitation.

Le recouvrement partiel de 25 % amène une réduction d'environ 8 dB ce qui est remarquable

Finalement, les résultats obtenus sur ces plaques sont très prometteurs pour le projet dSEABel. Le viscoélastique se comporte bien avec le matériau composite. De plus, il est possible d'obtenir de très bons gains vibratoires même si la surface n'est pas recouverte à 100 %. Si des modes de vibration se créent dans la carrosserie et que les sections de visco n'englobent pas entièrement ces zones, un gain important sera quand même réalisé au niveau vibratoire. On peut donc anticiper que même si la carrosserie n'est pas recouverte entièrement de visco, il sera suffisamment efficace pour diminuer la puissance rayonnée de la carrosserie.

CHAPITRE 5

CARACTÉRISATION DES SOURCES ACTIVES ET COMPORTEMENT VIBROACOUSTIQUE DE LA CARROSSERIE

5.1 Mise en contexte et problématique

Les expérimentations réalisées par le GAUS dans la première phase du projet dSEABel (GAUS, 1995) consistaient principalement à hiérarchiser les sources de bruit du GTX. Cette étape était essentielle, mais ne livrait pas d'information sur le comportement intrinsèque des sources actives, c'est-à-dire la turbine et le moteur du véhicule. Comprendre le comportement de ces deux sources est très important, puisqu'elles excitent mécaniquement et acoustiquement la coque et la carrosserie. Mieux connaître ces excitations permettra de développer des solutions plus efficaces et mieux adaptées pour minimiser les vibrations induites. Le besoin de caractériser les sources actives du véhicule est donc de plus en plus présent. Parvenir à combler ce besoin permettrait de mieux orienter les efforts pour diminuer la contribution de ces sources.

La validation de certaines solutions nécessite de comparer deux véhicules aux point de vue vibratoire ou acoustique. Dans ce cas, une grande question est rapidement soulevée : les deux véhicules ont-ils de façon intrinsèque des excitations acoustique et mécanique équivalentes ? En rappel, un diagramme des sources de bruit d'une motomarine est présenté à la Figure 5.1.

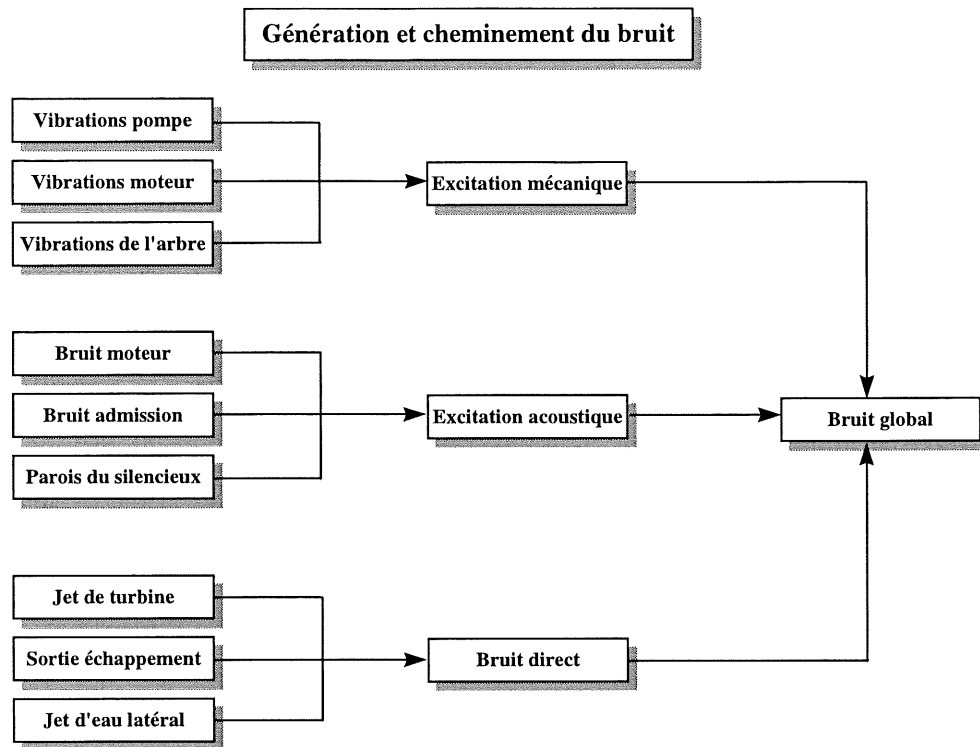


Figure 5.1 : Diagramme des sources et du cheminement du bruit d'une motomarine (Nicolas, 1996)

Les sources actives excitent la structure et génèrent des niveaux vibratoires importants sur la coque et la carrosserie. Le type de spectre généré est bien connu (GAUS, 1995), mais les sections de la carrosserie présentant un niveau vibratoire important ne sont toujours pas identifiées. Dans le but de lever le voile sur cette interrogation, une analyse détaillée est réalisée sur le comportement vibratoire de la carrosserie d'une motomarine en fonctionnement.

Il a été démontré au chapitre précédent que les gains vibratoires apportés par l'ajout de viscoélastiques sur des plaques de fibre de verre sont significatifs. Ces manipulations, bien qu'effectuées sur des plaques rectangulaires, ont permis d'anticiper que ces matériaux pourraient être utilisés pour réduire le niveau vibratoire et le bruit rayonné des motomarines. L'étape suivante consistait donc à mettre en oeuvre cette solution pour en déterminer son efficacité réelle. Des sections de viscoélastiques ont été intégrées directement à la coque et la carrosserie. La dernière partie du chapitre présente les résultats et l'analyse détaillée de cette solution.

5.2 Objectifs et Méthodologie

1. Caractériser les sources actives au point de vue vibratoire et acoustique.

- mesurer les niveaux vibratoires injectés par le groupe motopropulseur aux points de fixation de la turbine ;
- mesurer les niveaux vibratoires injectés par le groupe motopropulseur près des supports moteur côté coque ;
- mesurer le niveau de pression à l'intérieur de la cavité de la coque.
- mesures d'impédance axiale aux points de fixation de la turbine afin d'éclaircir l'interaction entre la structure, l'excitation et la réponse vibratoire.

2. Evaluer la variabilité qui existe entre deux véhicules.

- La procédure citée au point précédent sera appliquée à deux véhicules, ce qui permettra d'évaluer la variabilité.

3. Déterminer les sections de la carrosserie qui présente de forts niveaux de vibration.

- Mesures de vitesse en 600 points sur la carrosserie d'un véhicule en fonctionnement.
- Visualiser les déformées en fonctionnement.
- Visualiser les cartographies vibratoires à certaines fréquences.

4. Quantifier et analyser l'efficacité du viscoélastique incorporé à la coque et à la carrosserie.

- Fabriquer une coque/carrosserie contenant des sections de viscoélastique.
- Mesurer la puissance rayonnée et de la vitesse quadratique en bassin à 6000 rpm.
- Mesurer la vitesse quadratique au laboratoire en situation contrôlée.

5.3 Vitesses générées par le groupe motopropulseur aux points de fixation de la pompe

Les recherches menées jusqu'à présent ont démontré que la coque et la carrosserie sont principalement sollicitées par l'excitation mécanique provenant de la turbine (GAUS, 1995c). Des mesures de niveaux vibratoires sur les boulons de la turbine nous ont permis de :

- ☐ Visualiser le type de spectre injecté à la coque (amplitude et contenu fréquentiel).
- ☐ Etablir un lien avec les mesures d'impédance.
- ☐ Etudier la variabilité entre les véhicules.

Elles seront éventuellement utiles comme source de données pour :

- ☐ Etablir une comparaison avec un véhicule sur le lac (Est-ce que les niveaux et les spectres sont les mêmes ?).
- ☐ Faire partie de valeurs de référence pour des comparaisons futures.
- ☐ Reproduire au laboratoire, par l'entremise d'un contrôleur, le spectre mesuré au boulon afin de se rapprocher de l'excitation réelle.

Ces trois derniers points ne sont pas traités dans ce document et feront l'objet de recherches futures.

5.3.1 Montage

Dans cette section, deux véhicules seront testés. Le premier est le véhicule de référence, nommé par la suite *GTX 96 standard*. Le deuxième correspond à un véhicule muni d'une coque/carrosserie contenant un viscoélastique, nommé par la suite *GTX 96 visco*. Les détails de la fabrication de la coque/carrosserie contenant le visco seront présentés à la section 5.8 lors de l'analyse de l'efficacité du visco.

Les mesures de vibration sur les boulons ont été réalisées avec des accéléromètres triaxiaux collés sur les boulons à l'intérieur de la coque. Le régime moteur était maintenu à 6000 rpm. La figure suivante présente le système d'axes utilisé et l'identification des boulons. Il

est important de noter que les niveaux de vibration sur les boulons 1 et 4 du GTX standard non pu être mesurés, puisque l'installation d'un régulateur de vitesse ("*cruise control*") ne permettait pas d'avoir accès à ces boulons.

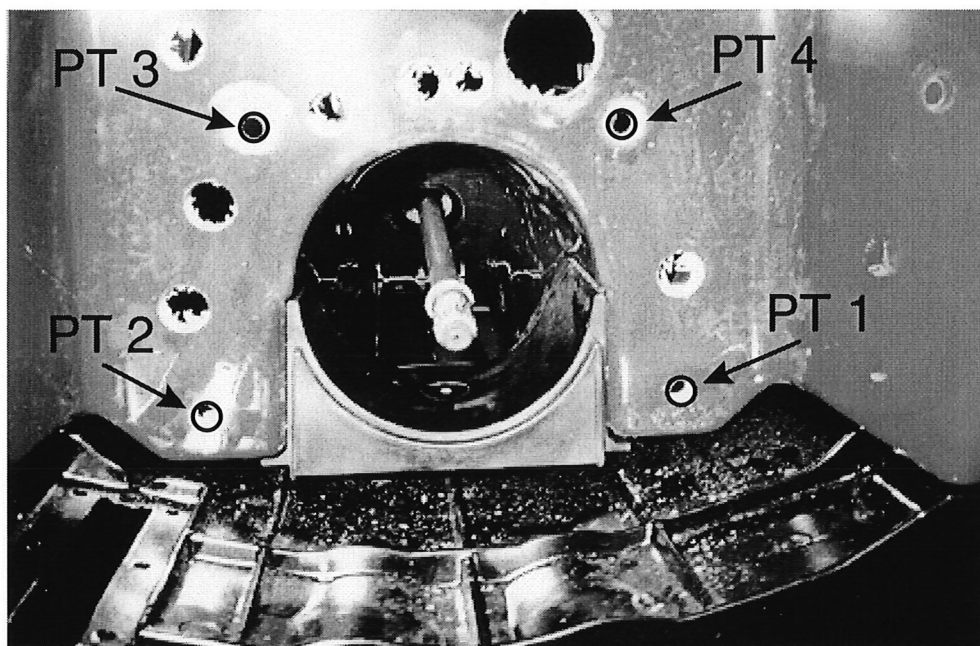


Figure 5.2 : Système d'axes et identification des boulons. Vue arrière de la face B du Sea-Doo.

5.3.2 Résultats : vitesses générées par le groupe motopropulseur aux points de fixation de la pompe

Les Figure 5.3 à Figure 5.5 présentent des spectres typiques de vitesses mesurées sur le boulon 2 des deux véhicules. Les vitesses suivant les axes X, Y et Z sont respectivement notées V_x , V_y et V_z . Les observations énumérées dans les pages suivantes proviennent de l'analyse de l'ensemble des résultats.

**A) GTX 96 STANDARD : VITESSE SELON X,Y ET Z
BOULON # 2**

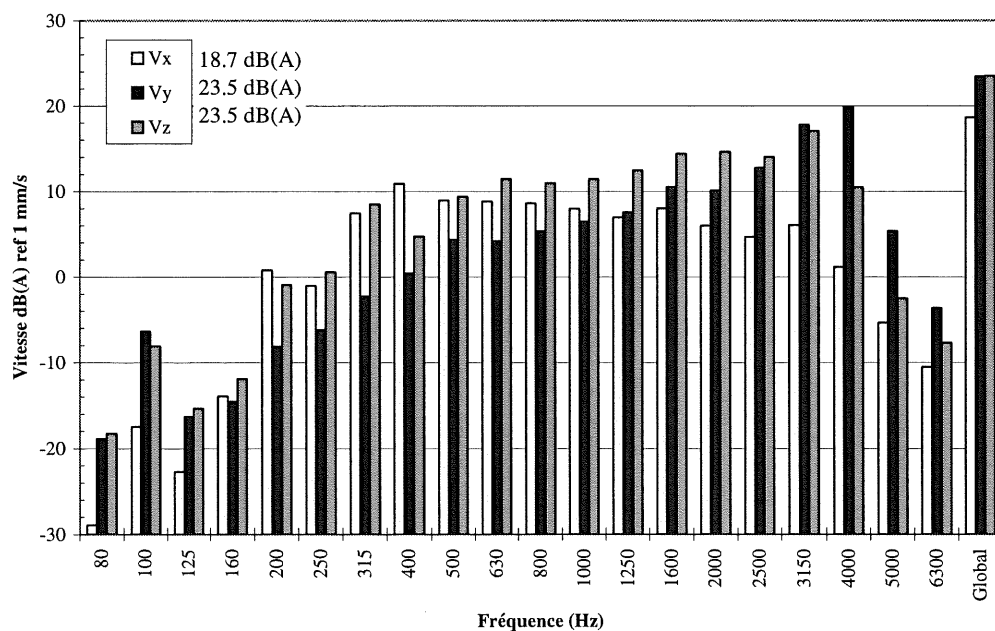
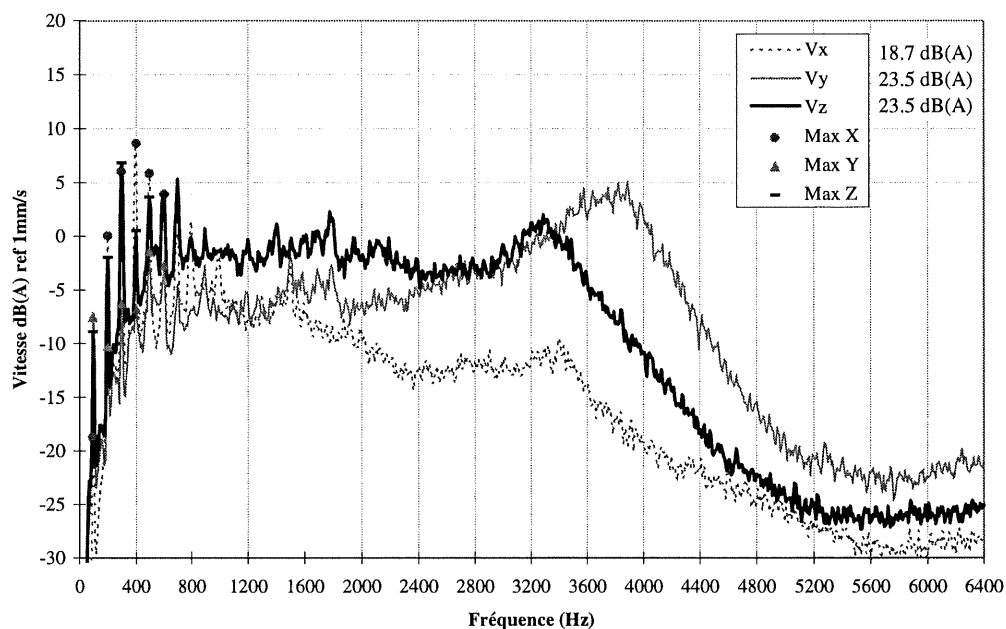
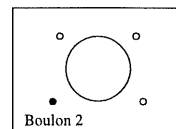


Figure 5.3 : Vitesses au boulon 2, GTX 96 standard , 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

B) GTX 96 VISCO : VITESSE SELON X,Y ET Z
BOULON # 2

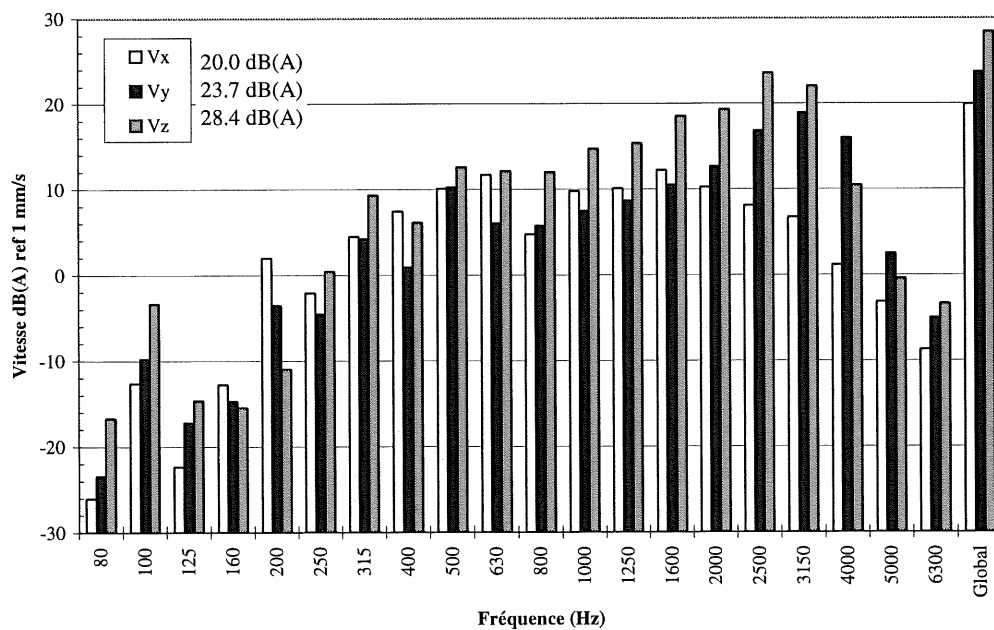
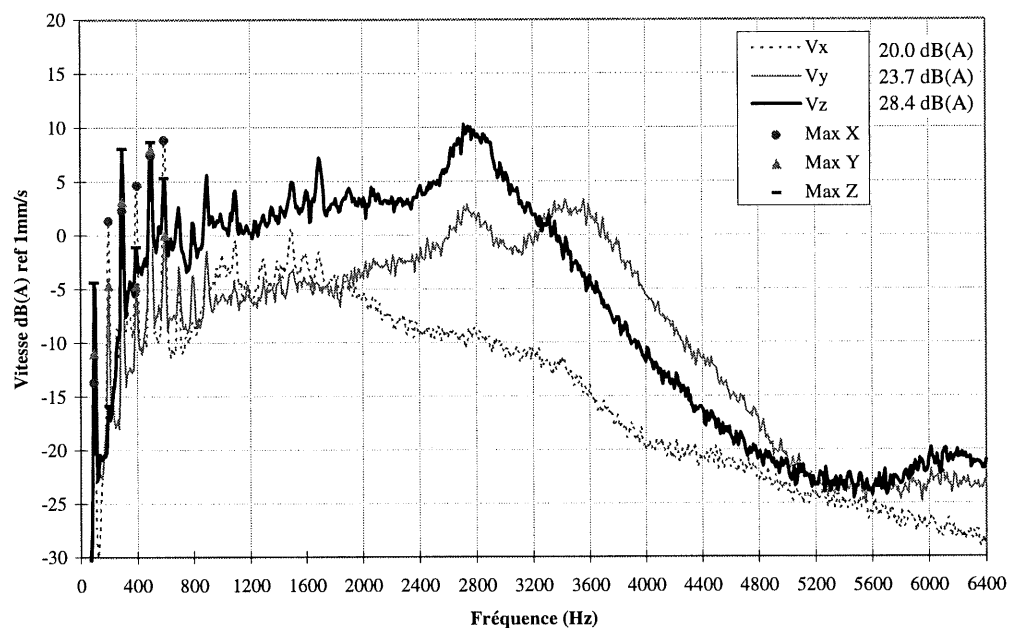
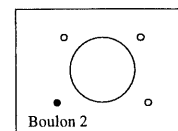


Figure 5.4 : Vitesses au boulon 2, GTX 96 visco, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

**C) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, GLOBALEMENT
SOMME DES BOULONS 2 ET 3**

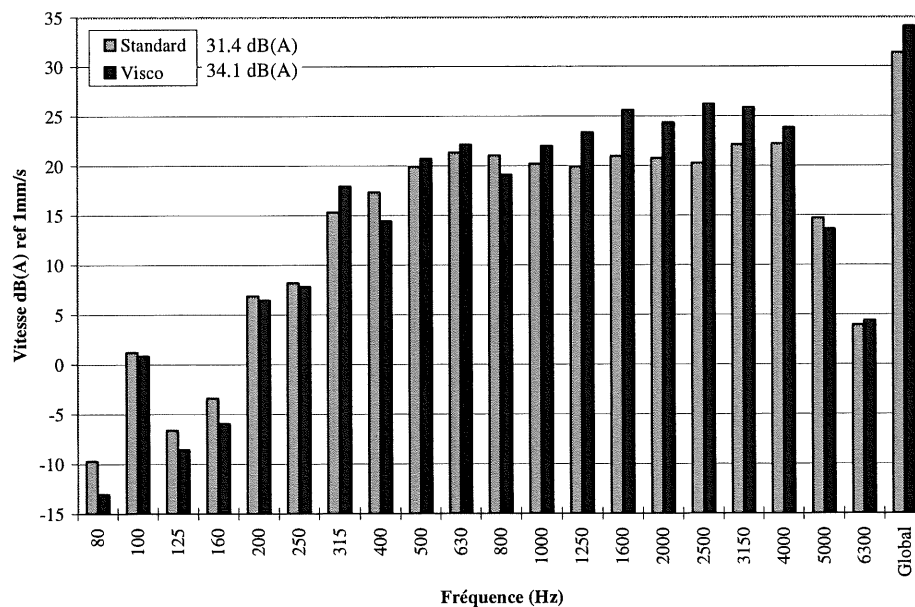
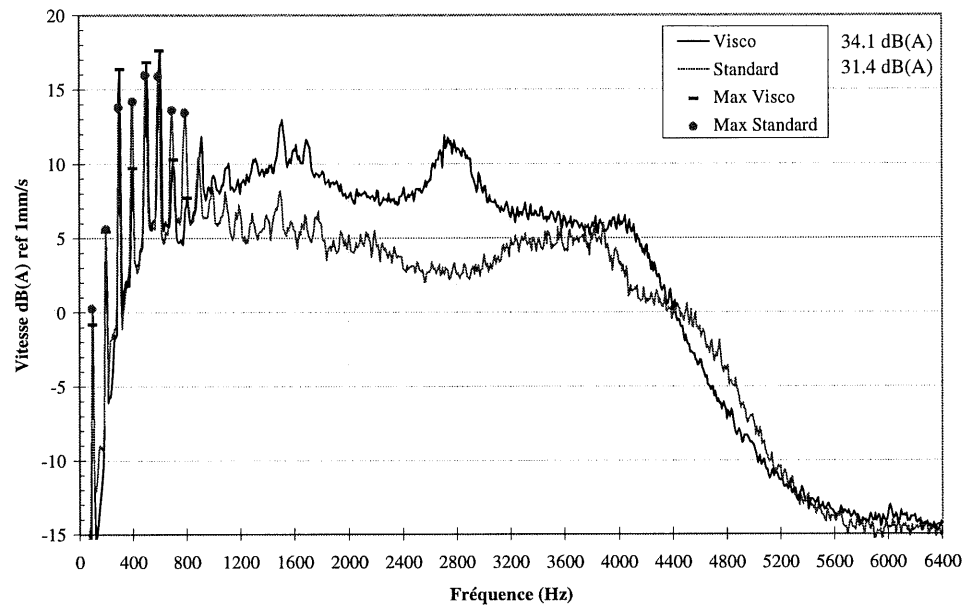
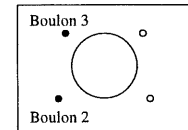


Figure 5.5 : Somme des vitesses des boulons 2-3 et des directions X,Y,Z, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

5.3.3 Analyses

➤ **Importance de l'énergie spectrale en hautes fréquences**

La première constatation lorsqu'on observe les spectres mesurés aux boulons de la turbine est l'importance de l'énergie spectrale au delà de 2500 Hz. La représentation en bandes fines et en tiers d'octave montrent que le niveau vibratoire injecté par la turbine est important en hautes fréquences. Cependant, ces forts niveaux ne se retrouvent plus sur les spectres de vibration habituellement mesurés sur la carrosserie (GAUS, 1995). Ceci peut s'expliquer par deux raisons :

- a) Amortissement interne du matériau composant la coque et la carrosserie dissipe l'énergie en hautes fréquences, puisque l'amortissement est plus élevé en hautes fréquences, voir la courbe de vitesse quadratique section 4.2;
- b) Les angles et les changements de sections créent des ruptures d'impédance qui agissent comme des filtres pour les hautes fréquences.

➤ **Les niveaux de vibration sont grosso modo les mêmes en X,Y et Z**

Les résultats montrent que grosso modo, les spectres mesurés en X, Y et Z sont du même ordre de grandeur. Cette conclusion se retrouve également dans les résultats de Rotax avec cependant des valeurs absolues un peu plus élevées, mais il faut se rappeler que les résultats de Rotax ont été obtenus avec un GTX 95, à 6750 rpm, dans l'air et le point de vibration a été pris sur la coque près d'un boulon (Shrenk, 1996). Si on regarde attentivement les résultats, on remarque l'excitation suivant la direction X est plus faible de 2 à 8 dB(A) que l'excitation dans les directions Y et Z. Ceci laisse croire que V_x n'est pas une direction privilégiée et que des moments sont injectés par la turbine.

➤ **Niveaux de vibration plus élevés aux boulons supérieurs**

TABLEAU 5-1 : NIVEAUX GLOBAUX DE VITESSE MESURÉS SUR LES BOULONS DE TURBINE, 6000 RPM, BASSIN SHERBROOKE

Boulon	Direction X dB(A)		Direction Y dB(A)		Direction Z dB(A)	
	Visco	Std	Visco	Std	Visco	Std
1	19.2	-	26.8	-	25.0	-
2	20.0	18.7	23.7	23.5	28.4	23.5
3	25.8	24.9	28.1	24.9	27.0	23.7
4	25.5	-	29.5	-	29.1	-

Il est intéressant de noter que les boulons 3 et 4 (ceux du haut) ont des niveaux de vibration plus élevés que les deux autres boulons. Le Tableau 5-1 montre une différence de 4 à 5 dB(A) entre les boulons 2 et 3. Les graphiques des vitesses aux boulons permettent de visualiser que cette différence se note tout particulièrement dans l'axe X et plus spécifiquement pour des fréquences inférieures à 1600 Hz. Ceci est cohérent avec les mesures d'impédance réalisées aux points de fixation qui sont présentées à la section 5.6.

➤ **Composante axiale généralement dominante en basses fréquences**

En basses fréquences, pour les harmoniques moteur ($n \times 100$) et turbine ($n \times 300$), la composante axiale (V_x) est généralement dominante, d'où l'importance pour tout découplage. Il est intéressant de noter qu'à 400 Hz, les vibrations suivant X dominent totalement. Cependant, en hautes fréquences, les niveaux de vibration transversale (V_y , V_z) sont supérieurs.

➤ **Excitation mécanique du groupe motopropulseur du GTX visco plus élevée que celle du GTX standard**

Afin de comparer de façon plus globale les niveaux injectés dans la coque, une sommation des vitesses des deux boulons et une sommation dans les trois directions ont été effectuées. Les résultats apparaissent à la Figure 5.5.

$$V_g = \sum_{i=2,3} \sum_{j=x,y,z} V_{ij} \quad (5-1)$$

a) *Globalement*

En ce qui a trait à la différence d'excitation mécanique induite via la pompe à la coque, les véhicules possèdent les niveaux globaux suivant :

- GTX visco 34.1 dB(A)
- GTX standard 31.4 dB(A)

Ces valeurs mettent en évidence que le GTX visco possède une excitation plus importante. Globalement, le GTX visco produit 2.7 dB(A) de plus que le standard.

b) *Fréquentiellement*

- 1) Entre 1000 Hz et 4000 Hz, le groupe motopropulseur du GTX 96 visco semble induire de 2 à 6 dB(A) de plus que celui du GTX standard ;
- 2) En basses fréquences, le groupe motopropulseur du GTX visco semble produire une excitation plus forte à 300, 500 et 600 Hz, tandis que l'inverse se produit pour 400, 700 et 800 Hz.

5.3.4 Synthèse à propos de la vitesse induite dans la coque aux points de fixation de la pompe sur un véhicule en fonctionnement réel

1. Cette mesure est très révélatrice et s'avère un outil pertinent et ceci pour deux facteurs importants.

☐ **Pour faire un diagnostic fin du contenu spectral et directionnel des vitesses induites dans la coque.** Ces vitesses sont un bon indicateur de la résultante de l'effet combiné de l'excitation et des mobilités des structures émettrice (pompe) et réceptrice (coque).

☐ **Pour détecter plus rigoureusement la variabilité d'un véhicule à l'autre.** Pour la première fois nous avons une démarche qui nous permet de caractériser un véhicule autrement que par son niveau de pression à une distance donnée. Le niveau global noie tous les phénomènes et mélange toutes les différences.

2. Les résultats quant à eux nous indiquent :

☐ **Les vibrations sont grosso modo les mêmes dans les trois directions.** N'oublions pas que le mouvement dans le plan (Z,Y) de la face B induit un mouvement transversal dans les deux faces latérales, et ainsi de suite.

☐ **Les niveaux de vibrations sont plus élevés aux points supérieurs,** confirmant ainsi les mesures d'impédance faites par le GAUS (voir section 5.6)

☐ **La composante axiale est généralement dominante en basses fréquences.** Ceci appuie la nécessité et l'efficacité probable d'un découplage pompe-coque.

☐ **Le groupe motopropulseur du GTX visco semble induire des vitesses de 2 à 3 dB(A) plus élevées que celles du standard.** Ceci signifie que le gain intrinsèque sera sous-estimé. Il serait par contre très hasardeux de rajouter artificiellement 2 à 3 dB(A) au gain obtenu.

5.3.5 Recommandations

- L'importance des niveaux de vibration transversale (Y,Z) est à vérifier en prenant des mesures directement sur la coque le plus près possible des boulons. Les mesures prises sur les boulons pourraient être entachées par des vibrations du boulon (boulon en porte-à-faux).
- La mesure des vitesses (3D) près des points de fixation de la pompe est recommandée à l'avenir comme outil de diagnostic et comme outil autorisant une évaluation plus objective de la variabilité intervéhicule.

Cette variabilité intervéhicule est actuellement une des principales préoccupations des manufacturiers automobiles. À titre d'exemple, les mesures de fonctions de réponse en fréquence (FRF) faites sur 98 véhicules ISUZU (Bernard, 1996) illustrent bien les difficultés qui nous attendent.

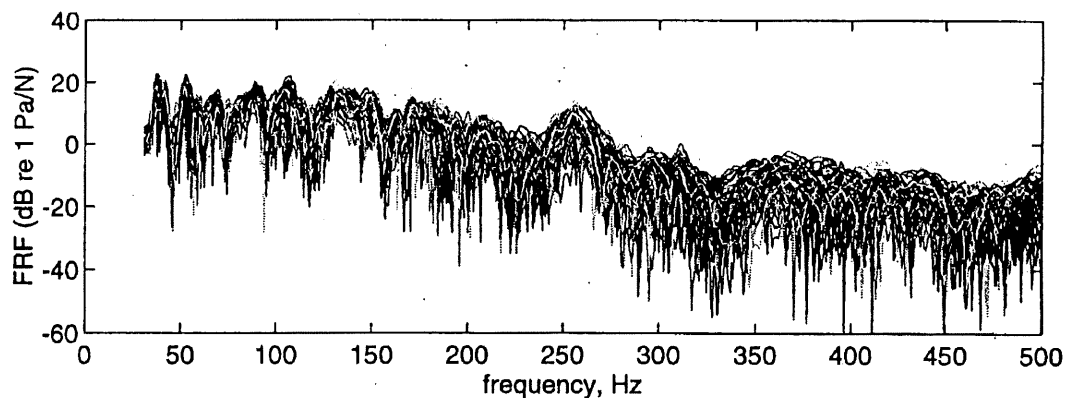


Figure 5.6 : Mesures de fonctions de réponse en fréquence sur 98 véhicules ISUZU (Bernard, 1996).

Ces études de variabilité pourraient nous renseigner sur :

- La sensibilité sur certains paramètres de conception vis à vis du bruit, d'où des tolérances à fixer, ou un contrôle de qualité en ligne directement sur la chaîne de production ;
- Des écarts importants, si la cause en est identifiée, pourraient constituer des pistes de réduction du bruit ;
- La robustesse (ou non) des solutions proposées.

5.4 Vitesses engendrées côté coque au voisinage des supports moteur

Selon les mesures qui ont été faites jusqu'à présent par le GAUS (GAUS, 1995c) et par Rotax (Shrenk, 1996), le moteur ne semble pas la source d'excitation mécanique principale. Cependant, lorsque la turbine sera munie d'un système de découplage, les vibrations transmises à la coque par le moteur seront peut-être du même ordre de grandeur que celles transmises par la turbine. Dans cette optique, il est intéressant de comprendre le type et l'amplitude des vibrations injectées à la coque par le moteur.

5.4.1 Montage

Les mesures de vibration injectées par le moteur à la coque ont été réalisées à l'aide d'accéléromètres triaxiaux collés du côté coque près des supports moteur. Le régime moteur était maintenu à 6000 rpm. La figure suivante présente le système d'axes utilisé et l'identification des supports moteur.

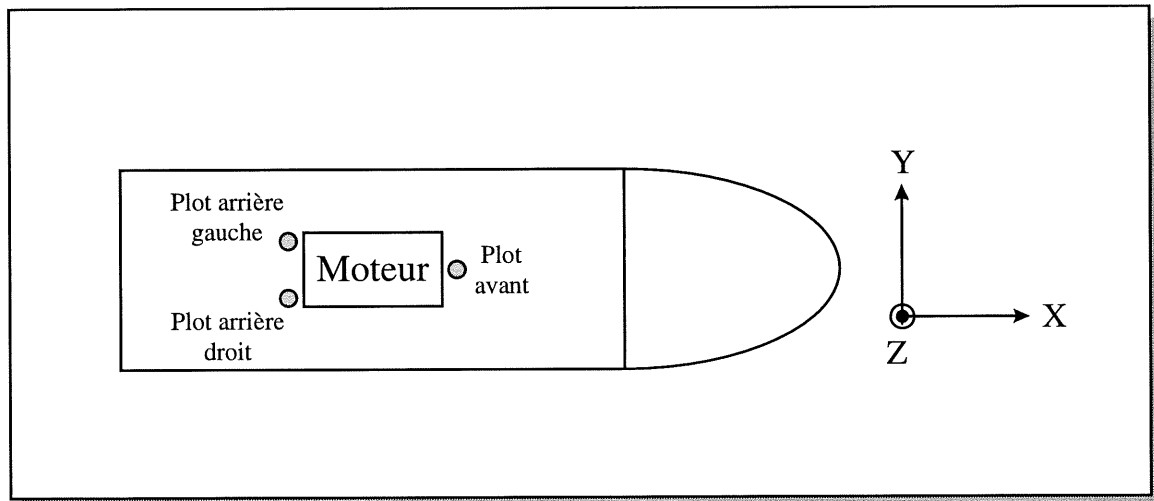


Figure 5.7 : Définition du système d'axes et identification des supports moteur.

5.4.2 Résultats : vitesses engendrées par le moteur, côté coque, près des plots

Les Figure 5.8 à Figure 5.9 présentent des spectres typiques de vitesses mesurées sur la coque près du support moteur avant. Les observations énumérées dans les pages suivantes proviennent de l'analyse de l'ensemble des résultats.

**A) GTX 96 STANDARD : VITESSE SELON
X,Y ET Z, COTE COQUE, SUPPORT
MOTEUR AVANT, 6000 RPM, BASSIN**

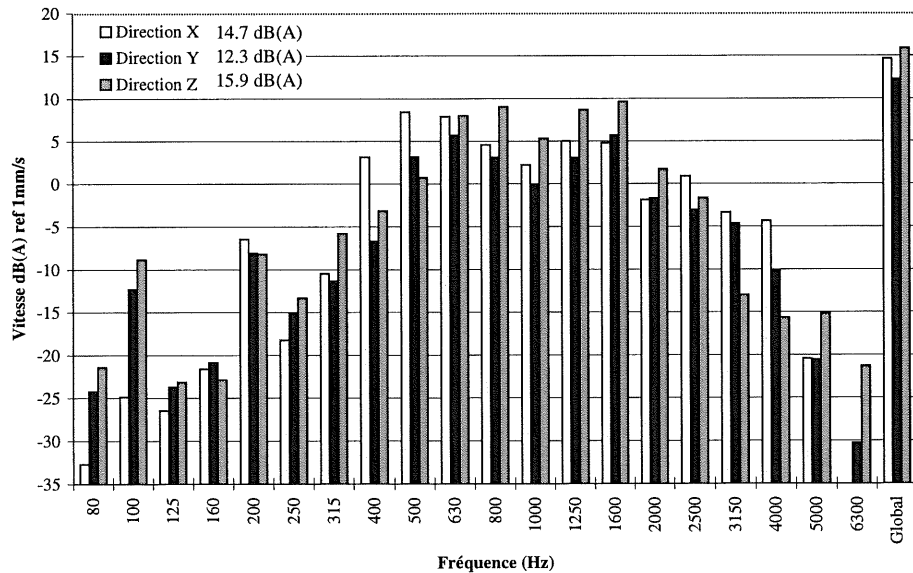
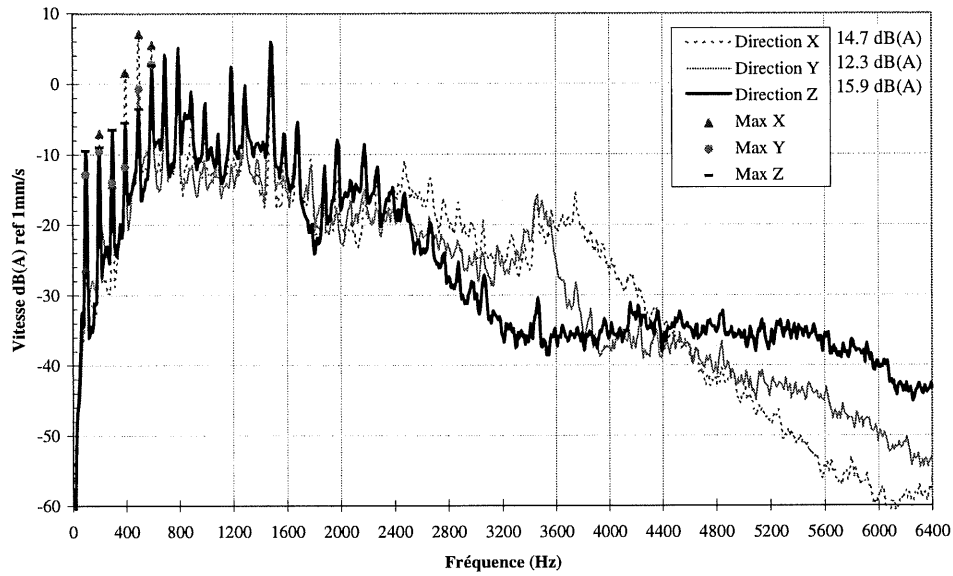
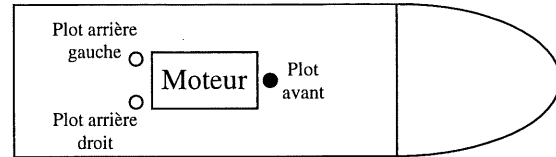


Figure 5.8 : Vitesses côté coque près du support moteur avant , 6000 rpm , bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), GTX 96 standard.

B) GTX 96 VISCO : VITESSE SELON X,Y ET Z, COTE COQUE, SUPPORT MOTEUR AVANT, 6000 RPM, BASSIN

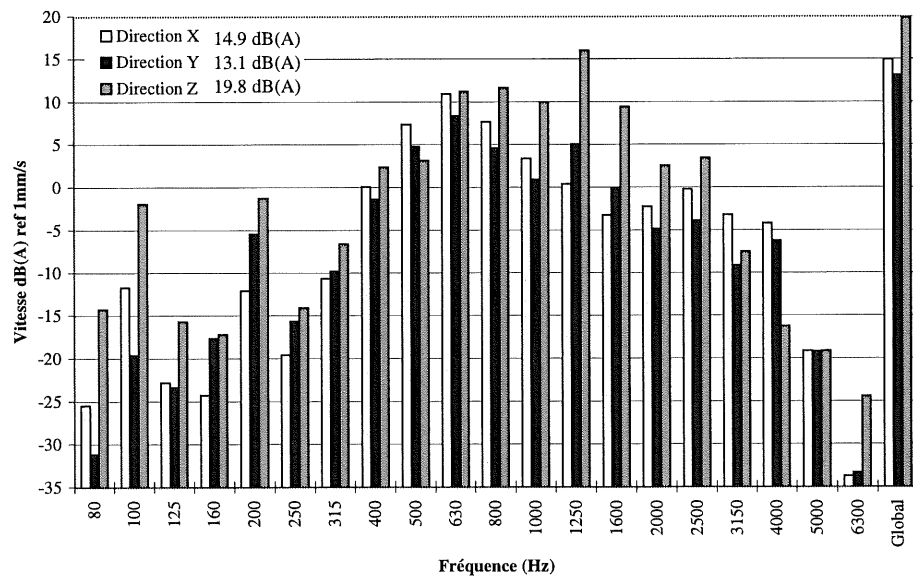
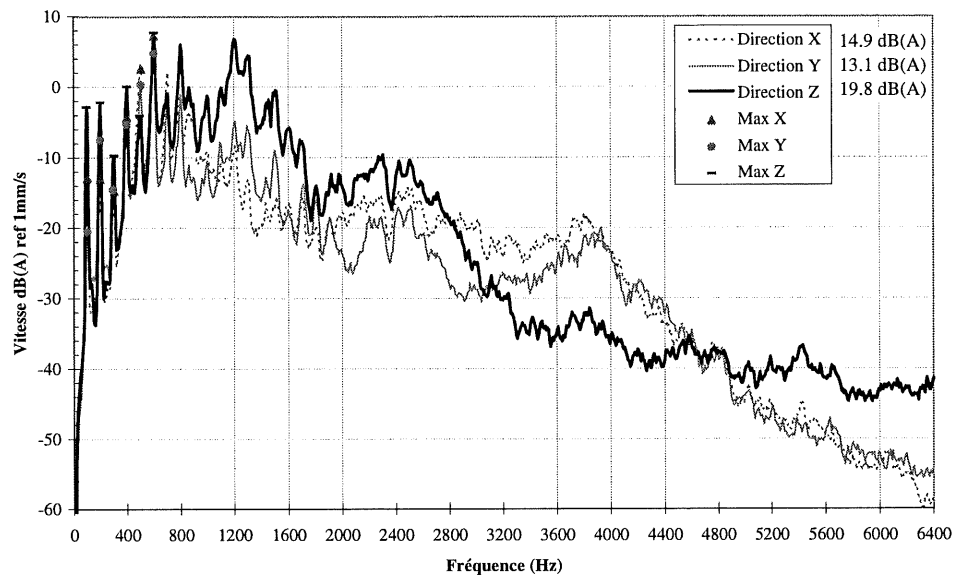
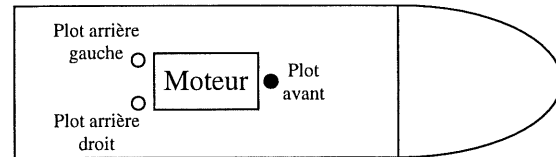


Figure 5.9 : Vitesses côté coque près du support moteur avant , 6000 rpm , bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), GTX 96 visco.

**C) GTX 96 STANDARD PAR RAPPORT A
VISCO : VITESSE GLOBALE, COTE
COQUE, SOMMATION DES TROIS PLOTS
ET TROIS DIRECTIONS, 6000 RPM, BASSIN**

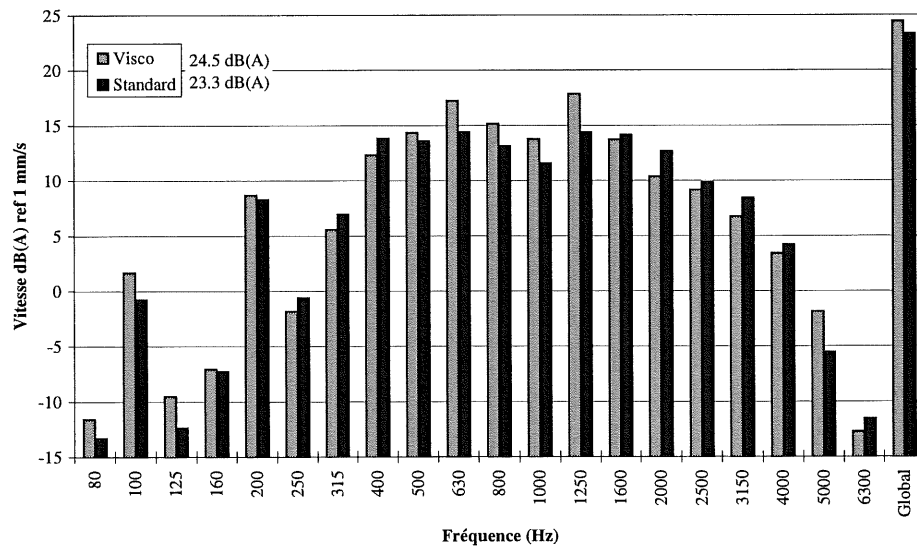
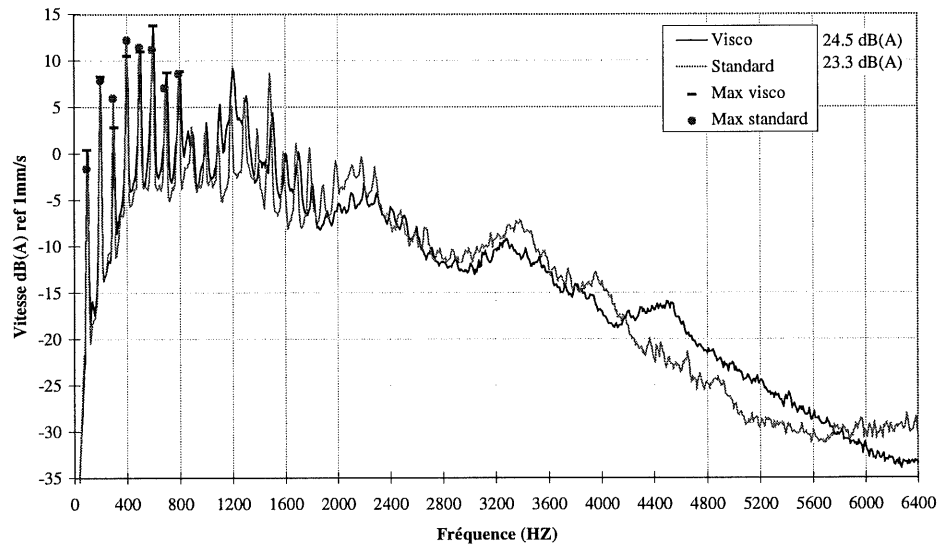
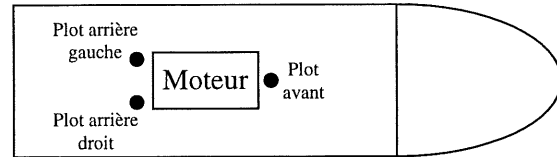


Figure 5.10 : Vitesses aux plots du moteur côté coque, sommation des 3 plots et des directions X,Y,Z, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

5.4.3 Analyse

➤ Direction Z est dominante de 1000 Hz à 1600 Hz

L'analyse de l'ensemble des graphiques permet d'observer que la direction Z a un niveau de vibration généralement plus élevé jusqu'à 1600 Hz et ceci inclut les harmoniques ($n \times 100$). L'axe Z correspond à la direction normale à la coque.

➤ Sensiblement les mêmes niveaux de vitesse générée par le moteur dans la coque sur les deux véhicules

La Figure 5.10 présentent la sommation des vitesses des trois supports moteur et des trois directions calculée de la façon suivante:

$$V_g = \sum_{i=1,2,3} \sum_{j=x,y,z} V_{ij} \quad (5-2)$$

Ces figures montrent que les tendances générales sont les mêmes sur les deux véhicules. Les niveaux globaux sont grosso modo les mêmes. Le moteur du GTX visco semble induire environ 1 dB(A) de plus que le moteur du GTX standard. L'allure générale des spectres mesurés sur le GTX visco et standard est très semblable, ce qui confirme la fiabilité des mesures.

TABLEAU 5-2 : NIVEAUX GLOBAUX DE VITESSE PRÈS DES SUPPORTS MOTEUR
CÔTÉ COQUE, 6000 RPM, BASSIN SHERBROOKE

Axe	Avant dB(A)			Arrière droit dB(A)			Arrière gauche dB(A)			Vg dB(A)
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	
Standard	14.1	13.1	19.8	12.5	12.7	14.7	12.9	10.9	15.3	23.3
Visco	14.7	12.3	15.9	12.5	13.6	12.7	13.8	12.3	14.8	24.5

➤ **Amplitude de vibration induite dans la coque est notablement plus faible ($\approx 10\text{dB(A)}$) aux points de fixation moteur qu'à ceux de la turbine.**

L'amplitude globale mesurée aux plots ($V_g = 23.3 \text{ dB(A)}$) est notablement plus faible que celle mesurée sur les boulons de la turbine. En effet, les niveaux injectés par le moteur à la coque sont de l'ordre de 10 dB(A) inférieurs à ceux injectés par la turbine. Ceci confirme les résultats précédents obtenus par Rotax et le GAUS. Un découplage de la turbine pourra donc apporter beaucoup sur la diminution de l'excitation de la coque.

➤ **Allure générale du spectre à l'avant différente de l'arrière**

D'un autre côté, si on compare l'allure générale des spectres mesurés au niveau du plot avant et des plots arrières, une tendance semble vouloir se dégager de ces résultats. En effet, le spectre mesuré à l'avant possède un profil plutôt parabolique, alors que les spectres à l'arrière présentent une silhouette beaucoup plus écrasée (voir figure ci-dessous). Pour le moment, aucune explication n'est avancée.

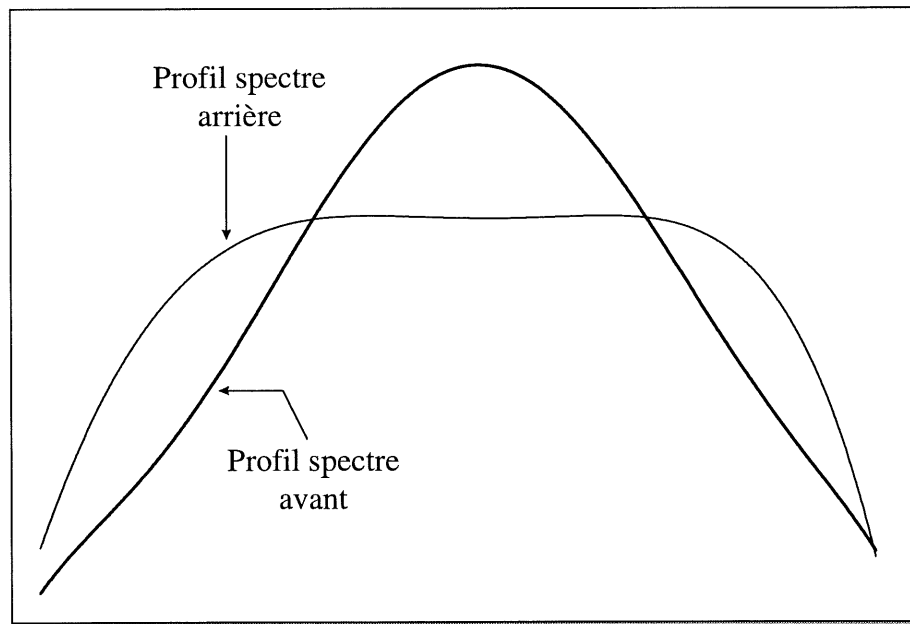


Figure 5.11 : Comparaison des profils des spectres mesurés au plot avant et aux plots arrières côté coque.

5.4.4 Synthèse à propos des vitesses induites dans la coque aux supports moteur

- ☐ La mesure de vitesse engendrée dans la coque au voisinage des supports moteur est un bon indicateur, complémentaire à son corollaire au niveau des points de fixation de la turbine.
- ☐ Les niveaux de vitesse engendrés aux points de fixation turbine sont d'environ 10 dB(A) supérieurs à leur corollaire pour le moteur. Ceci est cohérent avec les résultats précédents.
- ☐ Les niveaux de vitesse engendrés sont sensiblement les mêmes sur les véhicules standard et visco ce qui était attendu et ce qui confirme la fiabilité des mesures.

5.4.5 Recommandations

Il serait souhaitable, lors des mesures de validation de solutions d'avoir deux indicateurs de niveaux de vibrations :

- ☐ un directement sur le moteur;
- ☐ un sur la coque près d'un support moteur.

5.5 Niveaux de pression acoustique à l'intérieur de la coque

Les niveaux de pression à l'intérieur proviennent d'une combinaison de plusieurs sources:

- Bruit direct et réfléchi émis par le moteur ;
- Bruit rayonné à l'intérieur de la coque, suite à l'excitation mécanique (moteur et turbine) ;
- Bruit rayonné par le système d'échappement.

Même si une mesure globale des niveaux de pression acoustique ne permet pas de distinguer une source de l'autre, elle demeure néanmoins une caractéristique intéressante pour un véhicule donné.

5.5.1 Montage

Les niveaux de pression à l'intérieur de la coque ont été mesurés par deux microphones. Un micro était placé à l'avant du moteur et l'autre à l'arrière comme l'indique la figure ci-dessous. Le régime moteur était maintenu à 6000 rpm.

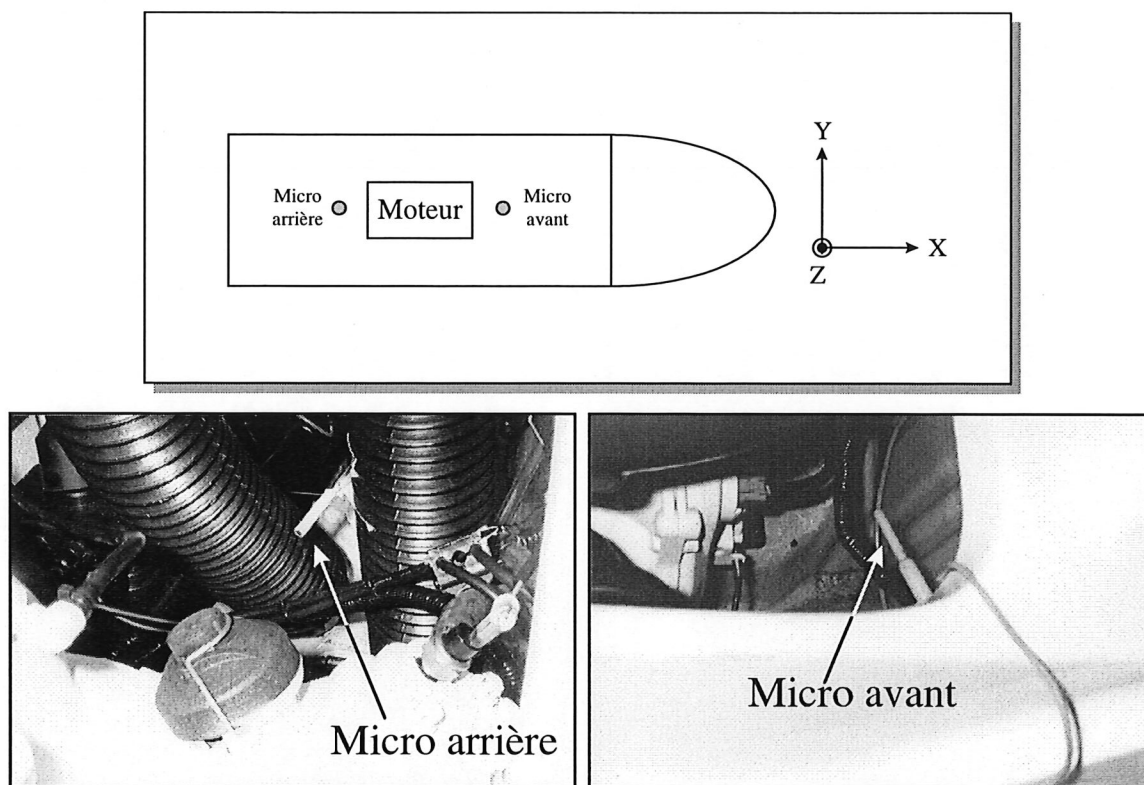


Figure 5.12 : Position des microphones lors des mesures de pression à l'intérieur de la coque.

5.5.2 Résultats : niveau de pression acoustique à l'intérieur de la coque

A) GTX 96 STANDARD : PRESSION ACOUSTIQUE A L'INTERIEUR DE LA COQUE, 6000 RPM, BASSIN

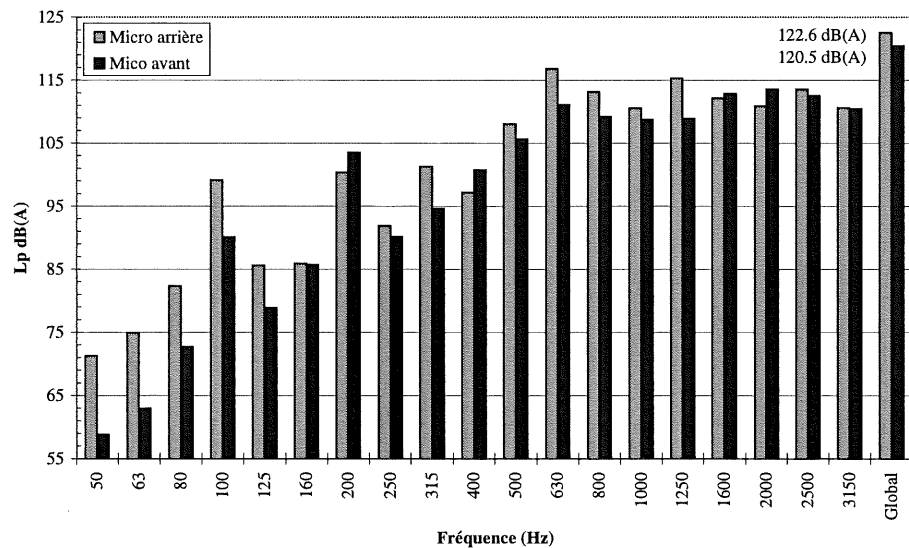
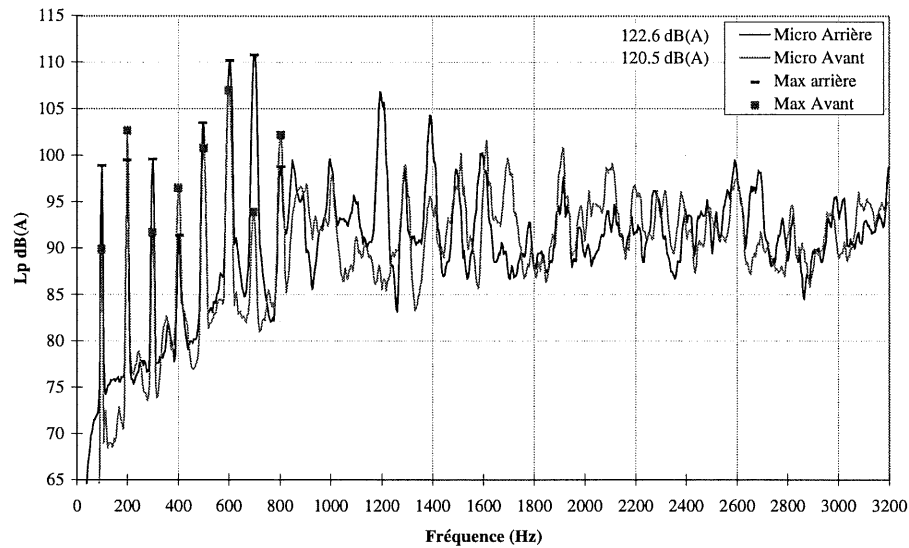


Figure 5.13 : Pression à l'intérieur de la coque, GTX 96 standard, 6000 rpm, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), bassin à Sherbrooke.

**B) GTX 96 VISCO : PRESSION ACOUSTIQUE A L'INTERIEUR DE LA COQUE,
6000 RPM, BASSIN**

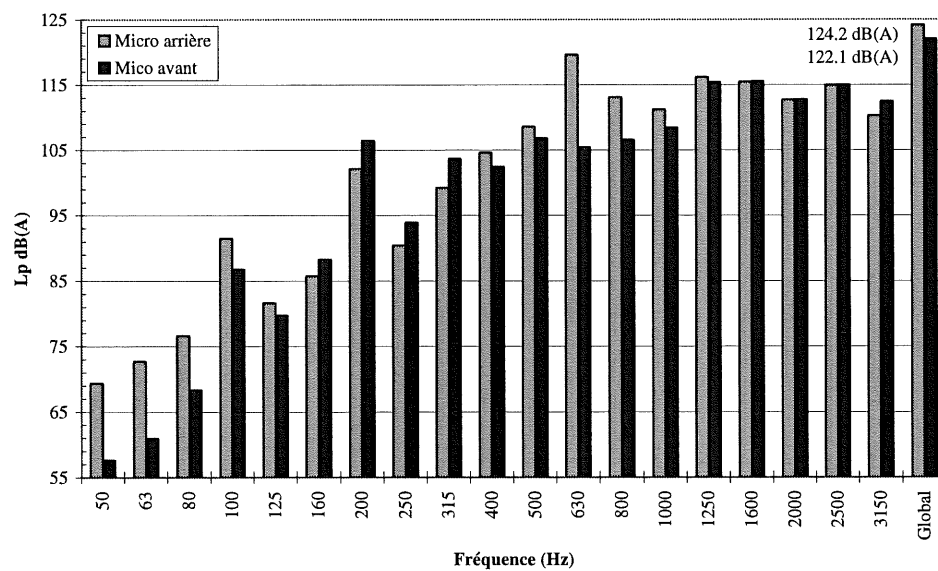
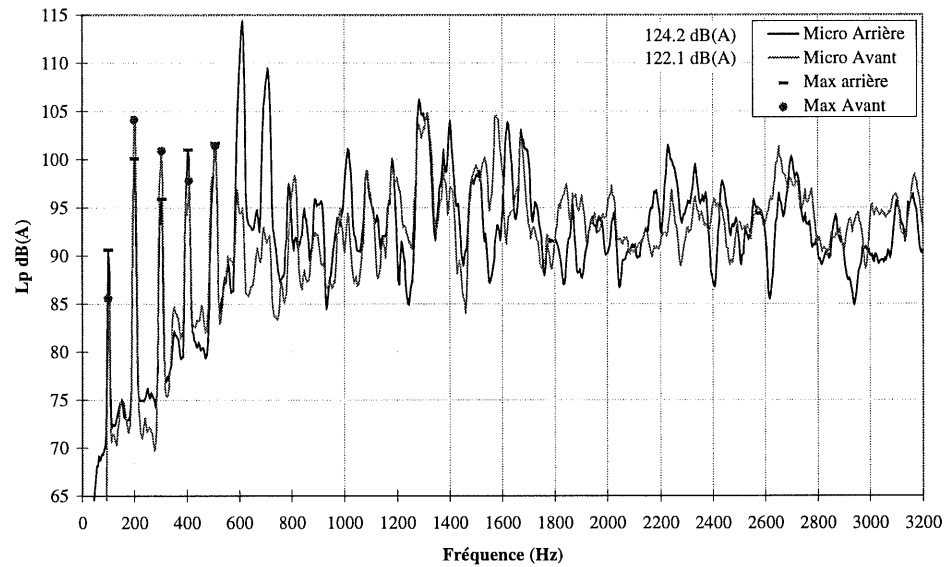


Figure 5.14 : Pression à l'intérieur de la coque, GTX 96 visco, 6000 rpm, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas), bassin à Sherbrooke.

C) GTX 96 STANDARD PAR RAPPORT A VISCO : PRESSION ACOUSTIQUE A L'INTERIEUR DE LA COQUE, MOYENNE DES DEUX MICROS, 6000 RPM, BASSIN

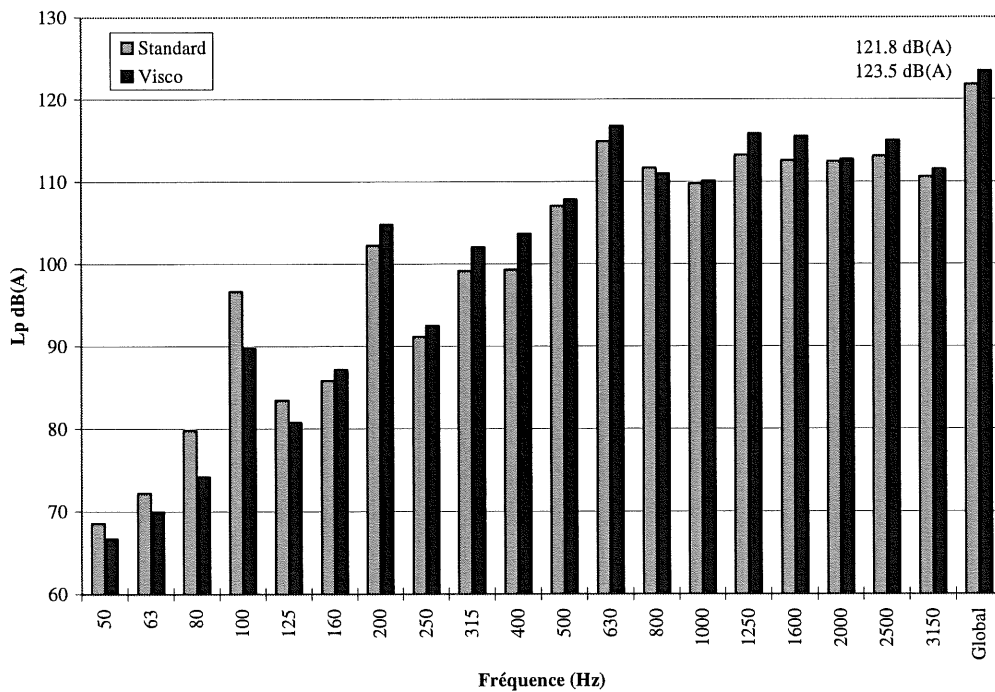
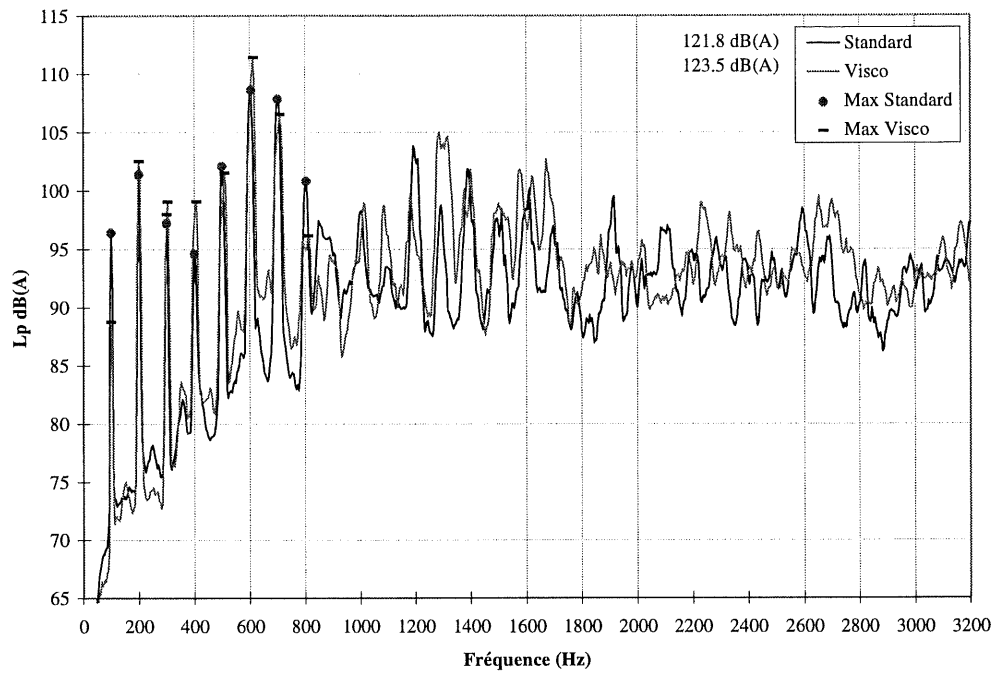


Figure 5.15 : Pression à l'intérieur de la coque, moyenne des micros avant et arrière, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

5.5.3 Analyse

➤ Niveaux et spectres avant-arrière sensiblement identiques

Globalement, les niveaux de pression des micros avant et arrière sont sensiblement identiques. Cette affirmation est justifiée, car même si une différence de l'ordre de 2 dB(A) est observée, la mesure de pression est très ponctuelle et peut varier légèrement d'un point à l'autre. L'allure des spectres est également sensiblement identique à l'exception des bandes tiers d'octave 315 Hz, 630 Hz et 1250 Hz. À ces fréquences, les micros arrières montrent des niveaux supérieurs. Une explication possible pour cette différence serait que le micro arrière est situé plus près de la turbine et ces fréquences correspondent justement à des harmoniques du passage des pales de la turbine ($n \times 300$).

➤ Niveaux intérieurs GTX visco légèrement supérieurs (1.5 dB(A)) par rapport au GTX standard

On remarque à partir du TABLEAU 5-3 le même décalage entre le micro avant et arrière sur le GTX standard et visco, ce qui montrent que les résultats sont répétitifs. Les niveaux sont sensiblement identiques sur les deux véhicules, mais le GTX visco semble posséder un niveau légèrement supérieur d'environ 1.5 dB(A). Cette constatation peut être visualisée avec la Figure 5.15. Elle est cohérente avec ce qui a été trouvé au niveau vibratoire. Côté spectral la bande 630 Hz émerge notablement.

TABLEAU 5-3 : NIVEAU GLOBAL DE PRESSION À L'INTÉRIEUR DE LA COQUE, 6000 RPM

	Micro avant Lp dB(A)	Micro arrière Lp dB(A)	Moyenne Lp dB(A)
Standard	120.5	122.6	121.8
Visco	122.1	124.6	123.5

5.6 Mesures d'impédances aux points de fixation de la turbine

Les mesures d'impédances ont été réalisées sur un GTX 96 dont la turbine et le support de turbine avaient été enlevés. Un bruit blanc alimentait le pot vibrant lié au Sea-Doo et la fonction de réponse en fréquence ($1/H_1$) a été mesurée. Le canal A et B de l'analyseur recevait respectivement le signal de l'accéléromètre et du capteur de force. La figure ci-dessous montre la position de ces deux capteurs lors de la mesure d'impédance du point de fixation #1 de la turbine.

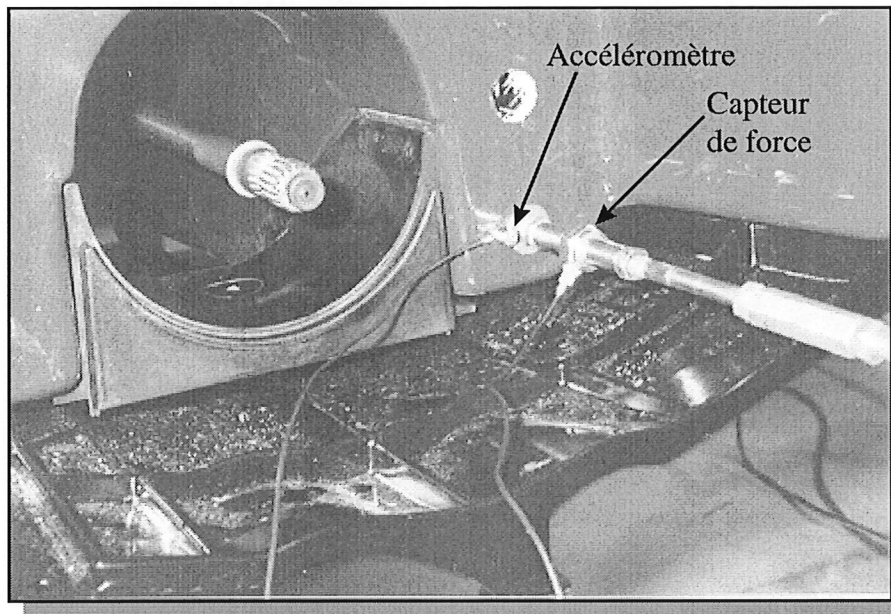


Figure 5.16 : Position du capteur de force et de l'accéléromètre utilisés pour la mesure d'impédance au point de fixation #1 de la turbine, GTX 96 standard.

5.6.1 Résultat : Impédance axiale

La Figure 5.17 compare les valeurs trouvées par le GAUS et Rotax pour l'impédance axiale au point de fixation # 3. La nomenclature utilisée est la suivante :

GAUS 1	Gros pot vibrant BK type 4814 à tête pour étude de mode + tige filetée de 7.5 mm de diamètre, 40 cm de long (dimensions approximatives);
GAUS 2	Petit pot vibrant MB type Modal 50 + avec tige filetée 3mm de diamètre, 25 cm de long (dimensions approximatives);
ROTAX	Mesures de Rotax (Shrenk,1996).

Impédances aux points d'entrée de la pompe

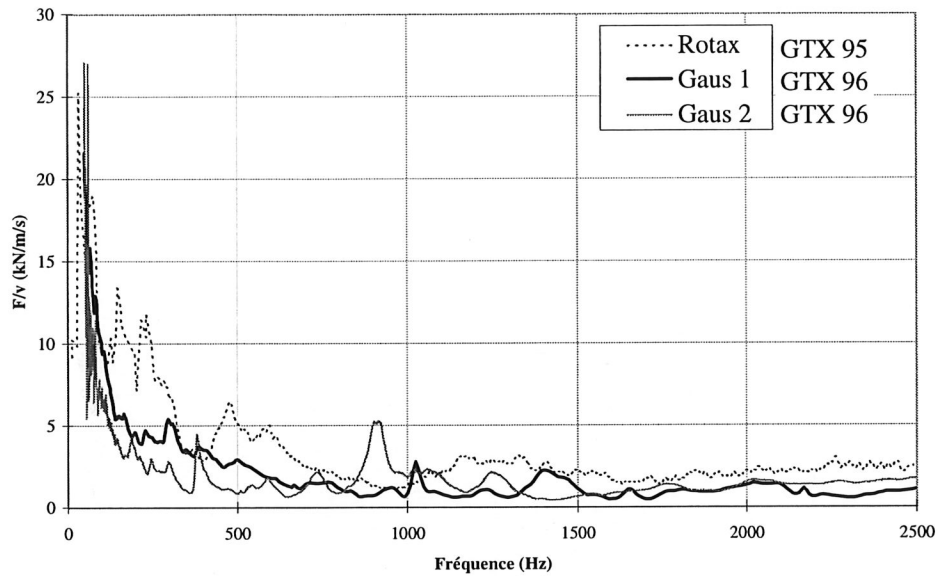


Figure 5.17 : Comparaison entre les mesures d'impédances axiales réalisées par le GAUS (GTX 96) et ROTAX (GTX 95), point de fixation #3.

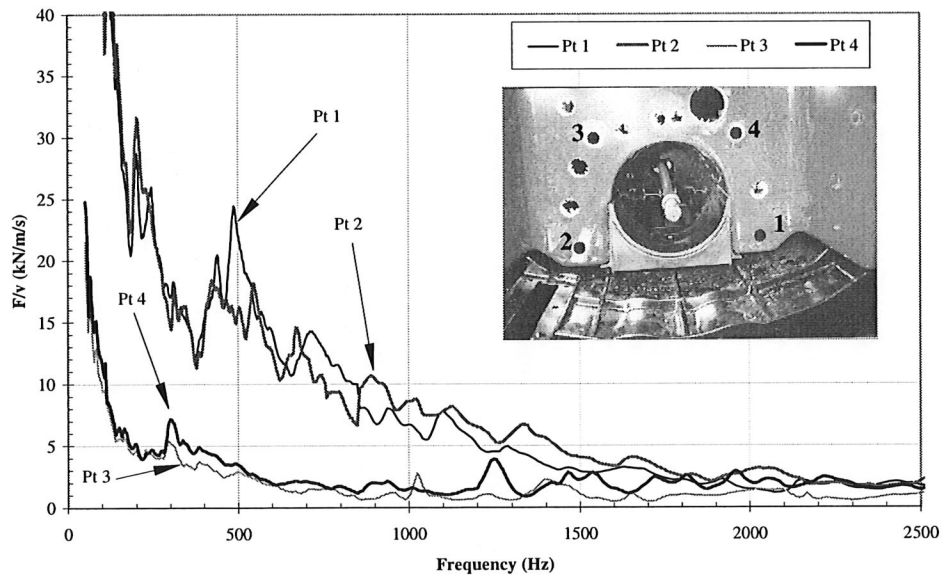


Figure 5.18 : Impédances axiales mesurées par le GAUS aux quatre points de fixation de la turbine, GTX 96. Le montage est GAUS 1.

5.6.2 Analyse

➤ **Les impédances dans la direction axiale (X) mesurées par le GAUS et ROTAX ont grosso modo les mêmes valeurs**

Les courbes d'impédance mesurées par le GAUS et ROTAX sont du même ordre de grandeur. Les différences pourraient être expliquées par le fait que ROTAX utilise un GTX 95 et le GAUS, un GTX 96. De plus, les points de mesures n'étaient pas exactement aux mêmes endroits.

➤ **Deux montages différents donnent le même type de courbe d'impédance**

En ce qui a trait aux courbes GAUS 1 et GAUS 2 de la Figure 5.17, on note que les deux courbes sont très voisines l'une de l'autre ce qui confirme la validité et l'exactitude de ces valeurs.

➤ **Un calcul approximatif de l'impédance d'une plaque infinie équivalente (Z_p) confirme l'ordre de grandeur en hautes fréquences**

Un calcul approximatif pour une plaque infinie équivalente conduit à $F/v \approx 1 \text{ kN/(m/s)}$ ce qui confirme la validité des mesures, puisque les courbes convergent vers 2 kN/(m/s) . Expression tirée de BERANEK (1988).

$$Z_p = 8 \sqrt{\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}} \times \rho h = 0.815 \text{ kN/mls} \approx 1 \text{ kN/mls}$$

$$\text{avec } \rho = 1400 \text{ kg/m}^3$$

$$h = 1 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\nu = 0.26$$

$$E = 8.3 \times 10^9 \text{ Pa}$$

➤ **Impédance axiale plus faible aux points supérieurs (3 et 4) qu'aux points inférieurs (1 et 2)**

Le graphique 5.18 montre clairement que les points de fixation du haut (3 et 4) ont des impédances plus faibles (moins rigides) que ceux du bas (1 et 2). Ceci est cohérent puisqu'on retrouve plusieurs ouvertures dans la coque à proximité des points supérieurs, ce qui enlève de la rigidité à la structure. De plus, les points du bas sont très près de coins dont l'effet est de rigidifier considérablement cet endroit. La différence entre les niveaux d'impédance est notée pour des fréquences inférieures à 1500 Hz. Ceci est également cohérent avec les résultats trouvés pour les vitesses vibratoires induites aux boulons (voir Tableau 5-1 p.130)

5.6.3 Synthèse à propos de la caractérisation des sources actives

Vitesse à la turbine	<ul style="list-style-type: none"> • Spectres de vitesse sont grosso modo les mêmes dans les trois directions. • Pics très pointus pour les 8 premières harmoniques. • Niveaux de vibration plus élevés aux points supérieurs (cohérent avec mesures d'impédances). • Composante axiale généralement dominante. • Contenu fréquentiel élevé en hautes fréquences.
Vitesse aux plots moteur	<ul style="list-style-type: none"> • Vitesse 10 dB(A) inférieur qu'à la turbine. • Spectres sont grosso modo les mêmes dans les trois directions. • Niveaux sensiblement identiques aux trois plots.
Pression acoustique à l'intérieur de la coque	<ul style="list-style-type: none"> • La pression acoustique autour du moteur est d'environ 120 à 122 dB(A). • Niveaux sensiblement constants autour du moteur. • Spectres montrent des niveaux importants en hautes fréquences.
Variabilité entre les véhicules	<ul style="list-style-type: none"> • Vitesse à la turbine du GTX visco environ 2.5 dB(A) supérieur au GTX standard. • Bande tiers d'octave peut varier jusqu'à 6 dB(A). • Vitesses aux plots du moteur à peu près identiques sur les deux véhicules. • Pression acoustique légèrement supérieure (≈ 2 dB(A)) pour le GTX visco.

5.7 Déformées en fonctionnement

Maintenant que le comportement des sources actives est mieux connu, il est intéressant de s'attarder au comportement vibratoire de la carrosserie. Cette section a pour but d'identifier les sections présentant de forts niveaux vibratoires afin de cerner les zones potentielles pour l'ajout de viscoélastique. **Il faut noter que dans cette section, les résultats correspondent à un GTX 95.**

5.7.1 Montage et méthode de mesure

Les mesures vibratoires de la carrosserie du Sea-Doo en fonctionnement ont été réalisées dans le bassin à Valcourt. Le régime moteur lors des mesures était d'environ 6000 RPM. Les niveaux vibratoires ont été mesurés sur 600 points couvrant une moitié de carrosserie. Quatre accéléromètres ont été utilisés dont les signaux de sortie étaient enregistrés sur un DAT (voir photos page suivante). Afin de permettre la visualisation des déformées en fonctionnement, un accéléromètre de référence était installé en permanence sur un panneau latéral du Sea-Doo. À l'aide d'un analyseur, une fonction de transfert a été calculée entre la référence et chaque point de mesure. Ces fonctions de transfert ont par la suite été acquises sur le logiciel *Star System*. Ce logiciel permet entre autres de visualiser les déformées et de déterminer les modes de vibration. Le TABLEAU 5-4 présente la liste des appareils utilisés lors de cette expérimentation et du traitement des données.

TABLEAU 5-4 : LISTE DES APPAREILS UTILISES LORS DE L'EXPERIMENTATION

Appareils	Marque	Modèle	Description
DAT	Sony	PC 216 A	16 canaux
4 accéléromètres	Brüel & Kjær	4393	4 - 6 mV/g
1 accéléromètre	PCB	353 B02	20 mV/g
4 ampli. de charge	Brüel & Kjær	2626	aucun déphasage
1 ampli. de charge	Brüel & Kjær	2635	déphasage de 180°
Analyseur	Hewlett Packard	35665A	800 lignes, $1/3$ d'octave
Ordinateur	PC compatible	-	486 - 50 MHz

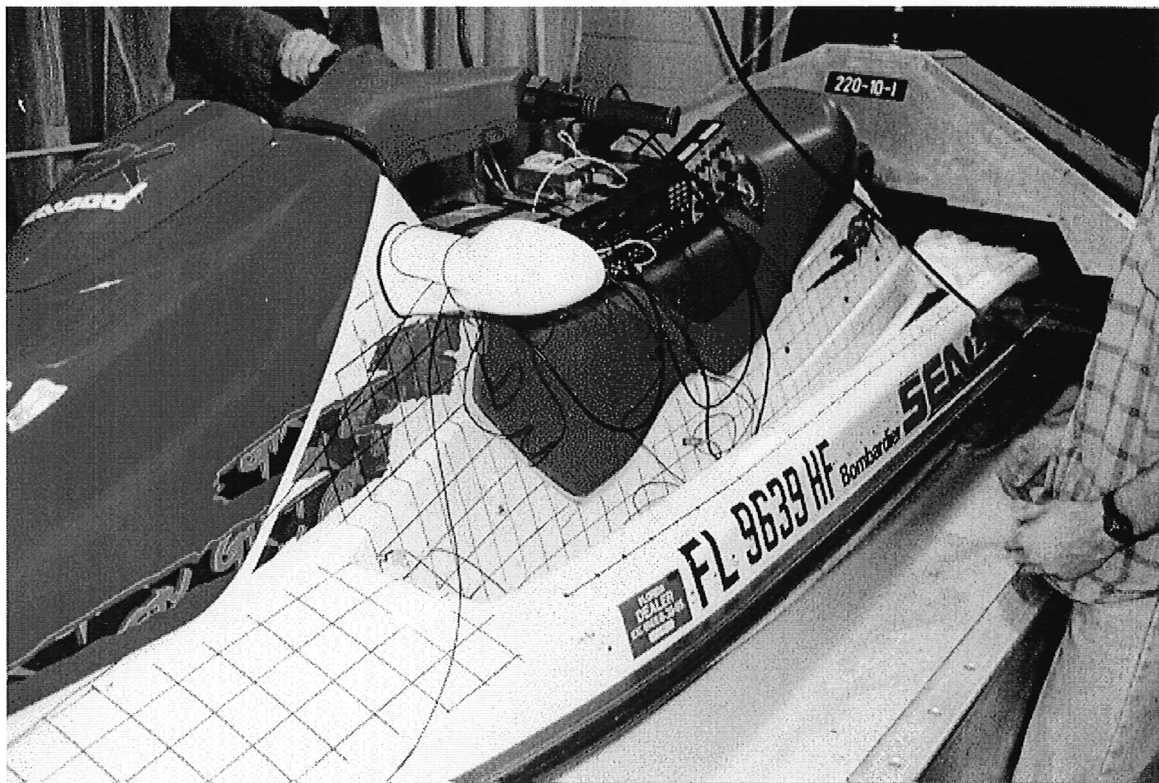
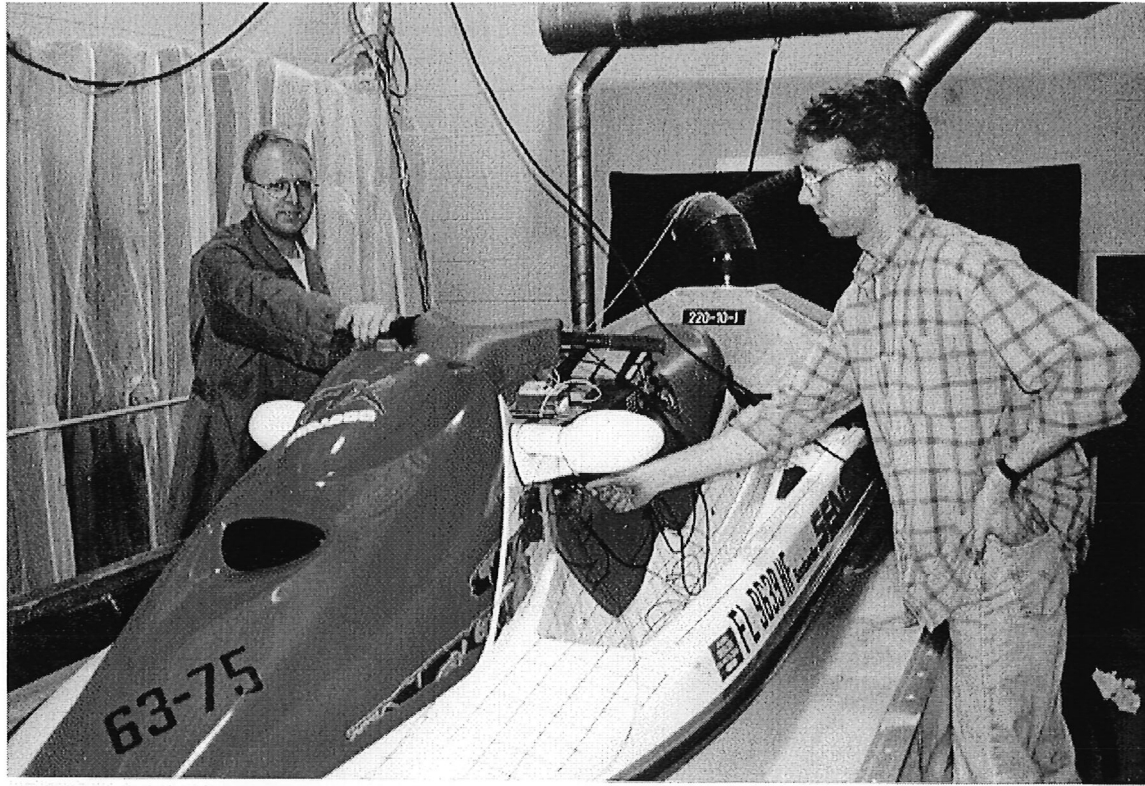


Figure 5.19 : Photos du montage lors des mesures des déformées en fonctionnement d'un GTX 95.

Les quelques 600 points de mesures ont été regroupés par sections afin de déterminer les zones importantes de vibration. La figure suivante présente les sections considérées.

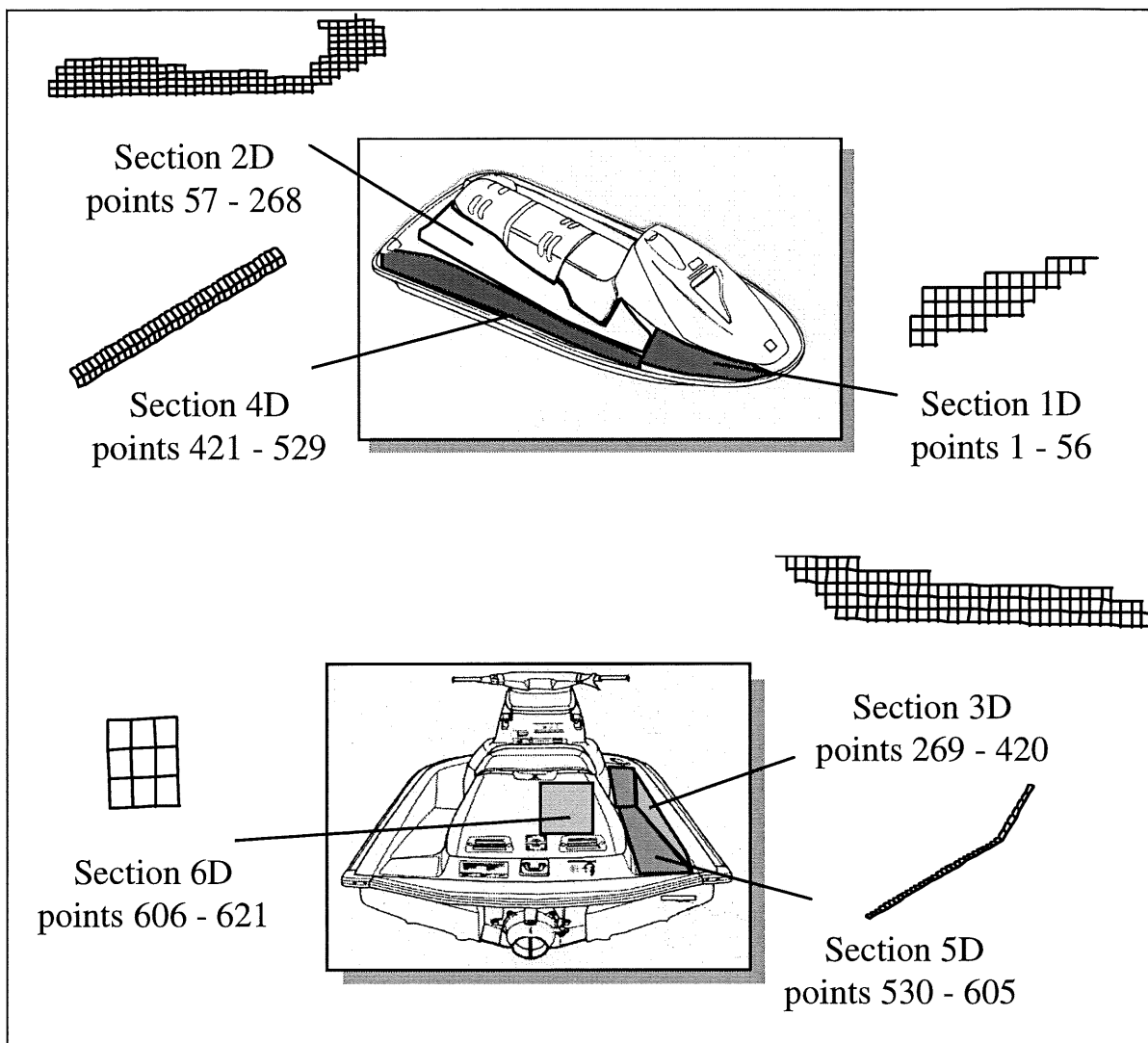


Figure 5.20 : Identification des sections considérées lors des mesures sur le GTX 95.

5.7.2 Déformées en fonctionnement

Les figures suivantes montrent les déformées en fonctionnement de deux sections. On remarque très bien des zones de forte déformation à l'intérieur de la section 2. Ces zones sont localisées sous le siège et sous le rétroviseur. De plus, le grand panneau latéral plat correspondant à la section 3 vibre de façon importante et montre également de grandes déformations.

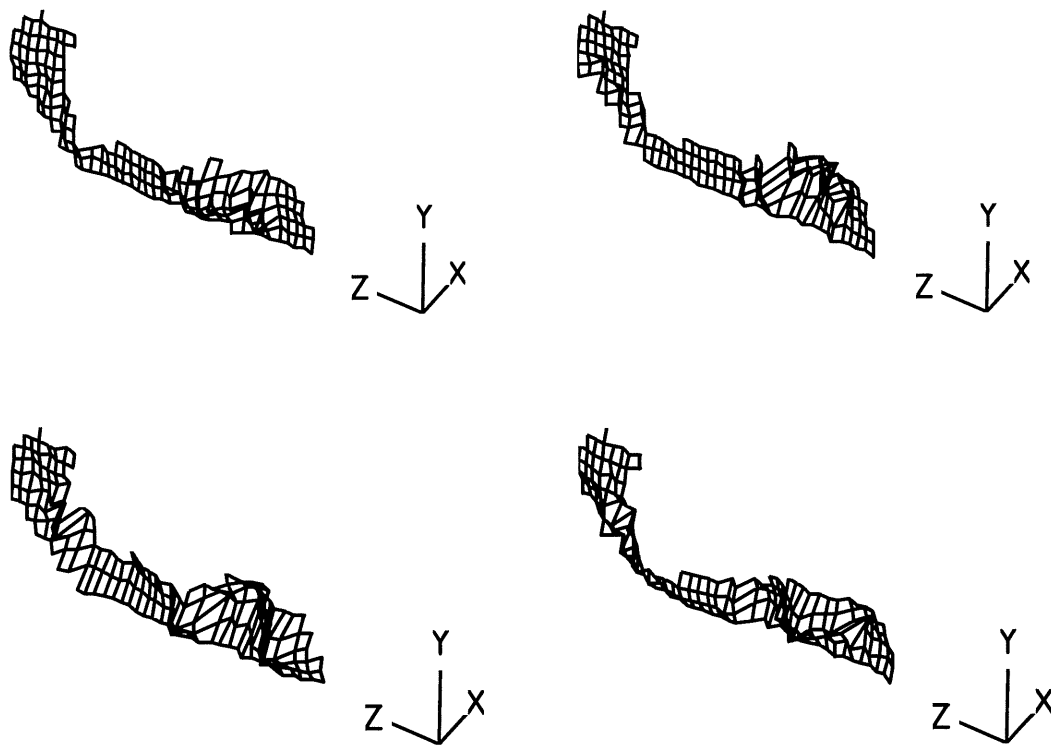


Figure 5.21 : Déformées en fonctionnement, section 2, 100 Hz (en haut), 300 Hz (en bas).

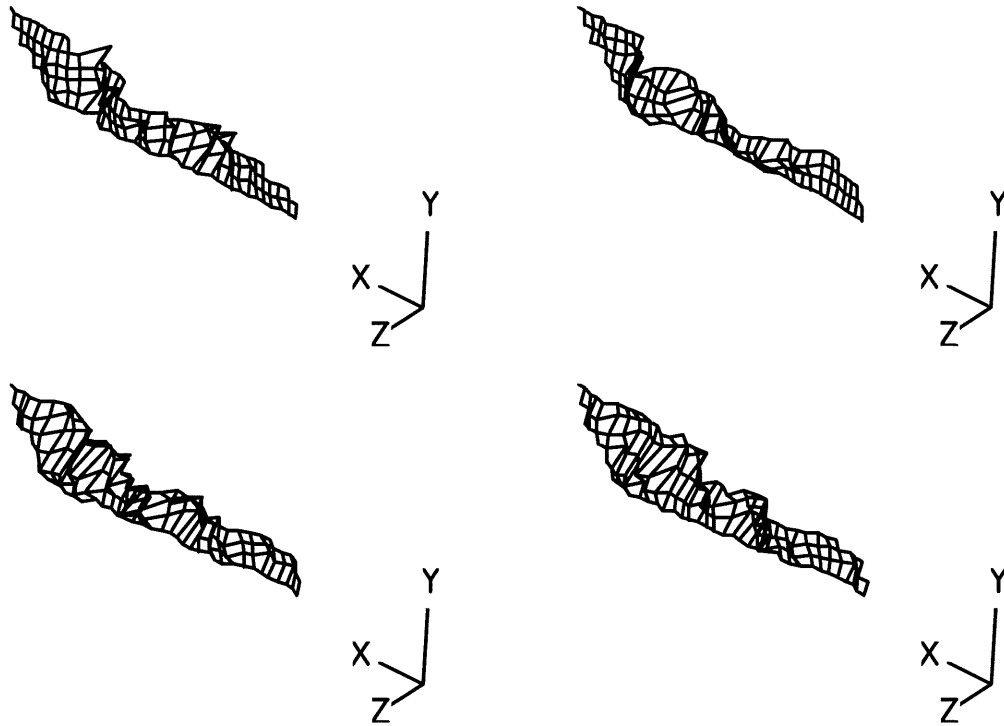


Figure 5.22 : Déformées en fonctionnement, section 3, 100 Hz (en haut), 200 Hz (en bas).

5.7.3 Cartographies vibratoires des sections du GTX 95

Les figures des pages suivantes présentent les vitesses ponctuelles de deux sections pour les trois premières harmoniques. Ces représentations mettent en valeur les variations de niveau à l'intérieur même d'une section et permettent de visualiser les parties dont les amplitudes de vibration sont les plus élevées. Ces résultats sont obtenus en appliquant la relation suivante :

$$V^2 = 10 \log \left[\frac{A^2}{(2\pi f \cdot ref)^2} \right]$$

où A^2 = Valeur maximale de l'autospectre autour de la fréquence considérée. $\left(\frac{m}{s^2}\right)_{rms}^2$

f = Fréquence (Hz)

ref = Référence (1×10^{-8})

A) CARTOGRAPHIE VIBRATOIRE DE LA SECTION 2D
PANNEAU LATERAL DROIT, GTX 95

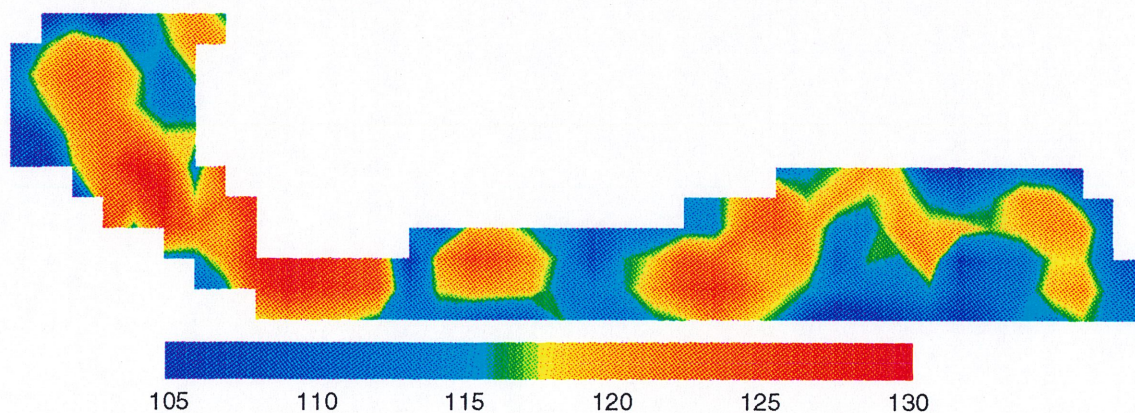
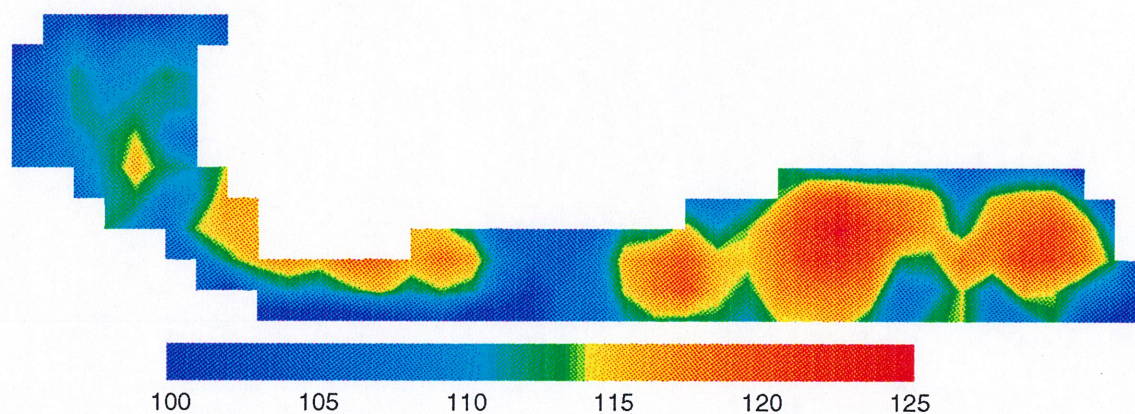
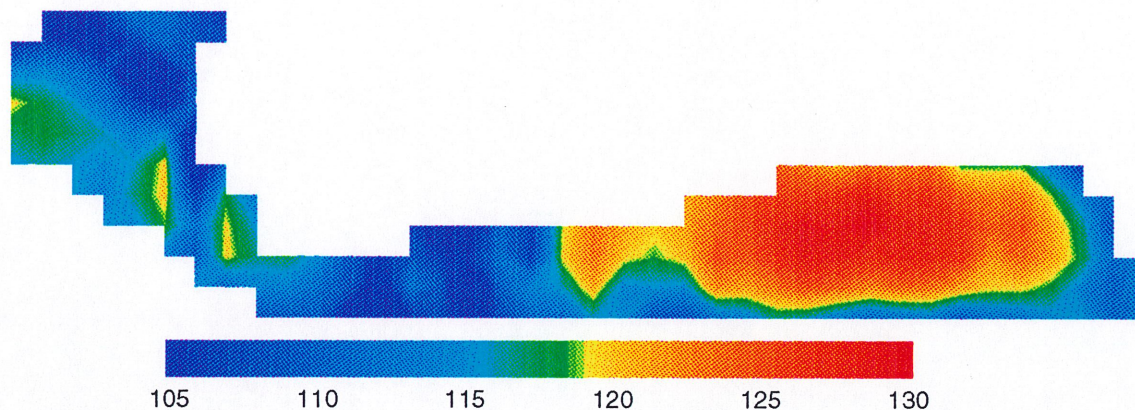
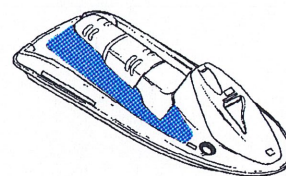


Figure 5.23 : Vitesse ponctuelle section 2D, 1^{re} harm. 100 Hz (en haut), 2^e harm. 200 Hz (milieu), 3^e harm. 300 Hz (en bas), GTX 95.

**B) CARTOGRAPHIE VIBRATOIRE DE LA SECTION 3D
PANNEAU INTERIEUR DROIT, GTX 95**

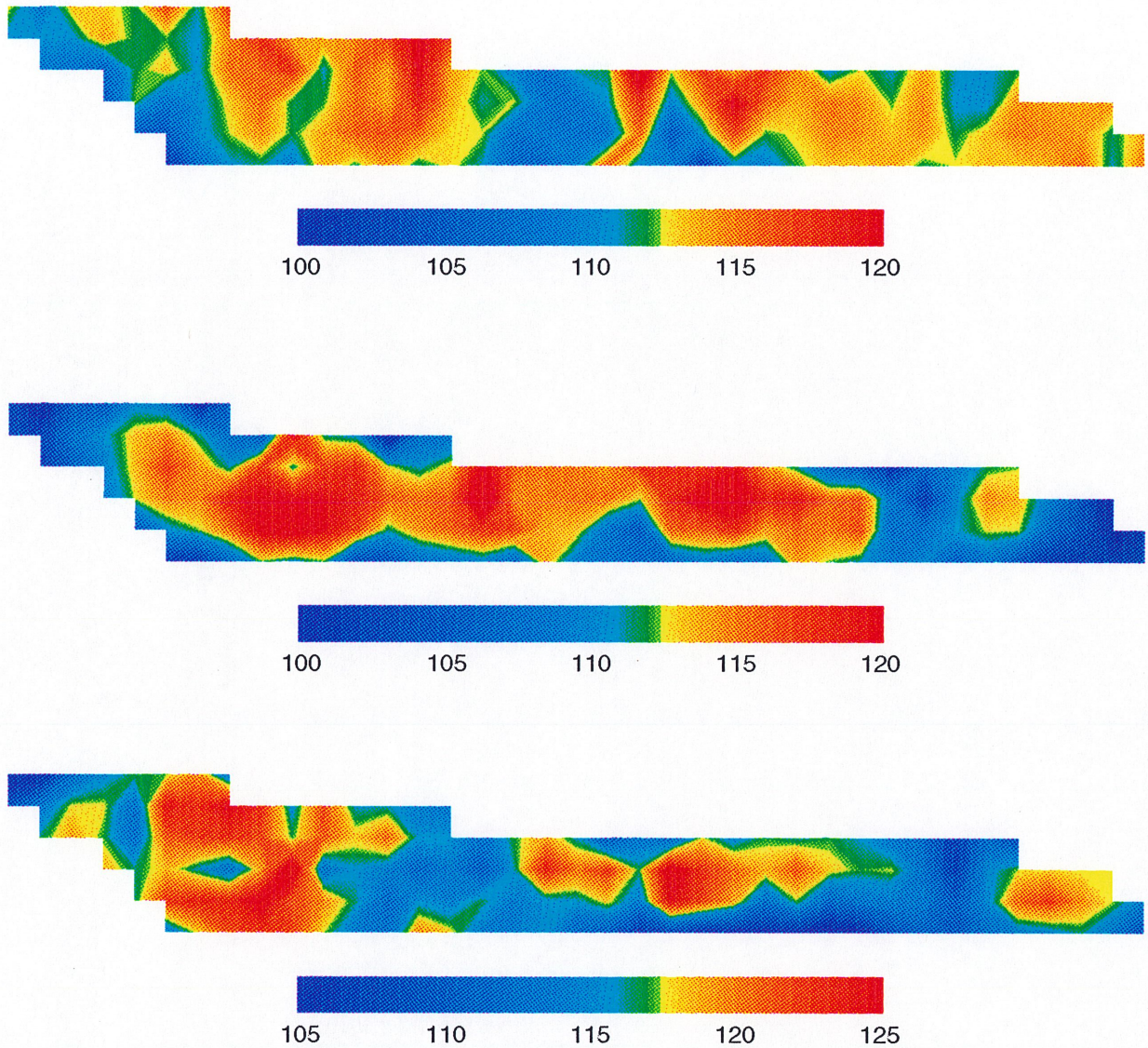
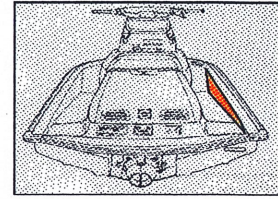


Figure 5.24 : Vitesse ponctuelle section 3D, 1^{re} harm. 100 Hz (en haut), 2^e harm. 200 Hz (milieu), 3^e harm. 300 Hz (en bas), GTX 95.

On remarque que généralement les zones de forts niveaux vibratoires se déplacent à l'intérieur d'une même section suivant la fréquence considérée. Pour atténuer les trois premiers pics (100, 200 et 300 Hz), de larges sections de viscoélastique pourraient être

nécessaires. De plus, ces cartographies montrent clairement que les grandes sections peu rigides sont à préconiser pour appliquer un viscoélastique à la carrosserie.

5.7.4 Synthèse à propos des déformées et des cartographies vibratoires

Sections les plus sollicitées	<ul style="list-style-type: none"> • Les sections 2 et 3 de la carrosserie (panneaux sous le siège et intérieur) se déforment et vibrent le plus. • Surfaces grandes et peu raidies.
Zone de forte déformation	<ul style="list-style-type: none"> • À l'intérieur d'une même section, les zones de fortes déformations se déplacent suivant la fréquence. • Pour atténuer les trois premiers pics (harm. de l'excitation) de larges bandes de viscoélastique pourraient être nécessaires

5.8 **Fabrication de la coque et la carrosserie contenant le visco**

La visualisation des déformées et des cartographies vibratoires ont montré que la carrosserie présente des zones de déformation importante et de forts niveaux vibratoires. Dans le but de diminuer ces vibrations, une solution proposée est d'ajouter un matériau viscoélastique à l'intérieur du composite formant la coque et la carrosserie. Une coque ou une carrosserie de motomarine est fabriquée en 5 ou 6 étapes avec un procédé requérant beaucoup de manipulations humaines. Voici les principales étapes :

1. Une couche de résine très résistante appelée "*Gel coat*" est appliquée sur la paroi du moule servant à donner la forme à la coque ou à la carrosserie. Cette couche contient une pigmentation qui permet de donner différentes couleurs aux coques et aux carrosseries. C'est la couche externe lisse du laminé. On la laisse sécher avant l'étape suivante. La Figure 5.25 illustre un exemple typique de cette étape de la production.
2. À l'aide d'un robot, un mélange de fibres de verre courtes et de résine est projeté sur les parois du moule.

3. Le moule est alors dirigé vers une station de travail où des gens doivent *laminer* le matériau composite et installer des “*inserts*”. Cette étape est nécessaire puisque, lors de l'étape 2, beaucoup d'air demeure emprisonné dans le mélange fibre/résine. Le terme *laminer* signifie dans ce cas qu'on enlève les bulles d'air contenues dans le matériau à l'aide d'un rouleau « débulleur » et qu'on redistribue le matériau si nécessaire. Cette manipulation est présentée à la Figure 5.25.

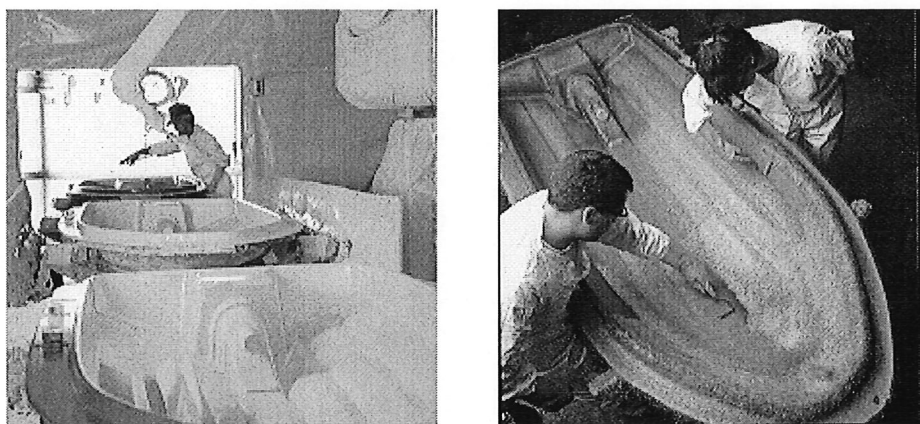


Figure 5.25 : Etapes du procédé de fabrication des coques et carrosserie. Application du “Geal coat” à l'aide d'un robot (à droite). Opération de laminage (à gauche).

4. Des sections de polystyrène de géométrie bien spécifique sont alors collées à cette première couche de matériau composite. Cette étape a pour but de donner des formes désirées à l'intérieur de la coque. Ce matériau est désigné sous le nom de « format coque » par les gens de Bombardier. Il est bien de préciser que cette étape n'est réalisée que dans le cas de la coque puisque la carrosserie ne contient pas de « format coque ». Quelques “inserts” de balsa sont cependant installés afin de rigidifier le marchepied arrière de la carrosserie.
5. Un robot dépose une autre couche de fibre de verre/résine sur toute la surface du moule. Cette dernière couche doit également être laminée.
6. On laisse par la suite sécher le tout jusqu'au démoulage.

Dans notre cas, c'est à la fin de l'étape 3 que le viscoélastique a été installé sur le matériau composite encore humide. Les étapes suivantes ont été réalisées normalement. Le viscoélastique a donc été intégré directement à l'intérieur du laminé au cours du procédé de fabrication de la coque/carrosserie. Les figures suivantes présentent les endroits où le viscoélastique a été intégré à la coque et à la carrosserie.

Remarque...

Le viscoélastique utilisé est le ISD-112 de 3M avec une mince couche de polyester de chaque côté pour faciliter la manipulation du visco. Le ISD-112 a été choisi au DYAD 606 car ce dernier présentait certains problèmes lors des tentatives pour fabriquer la carrosserie. Le DYAD 606 se décollait et se roulait sur lui-même à cause d'une interaction avec la résine. Cela rendait complètement impossible l'application de la deuxième couche de matériau composite. Aucune précaution n'a été prise pour éviter une interaction de se produire entre le visco et la résine.

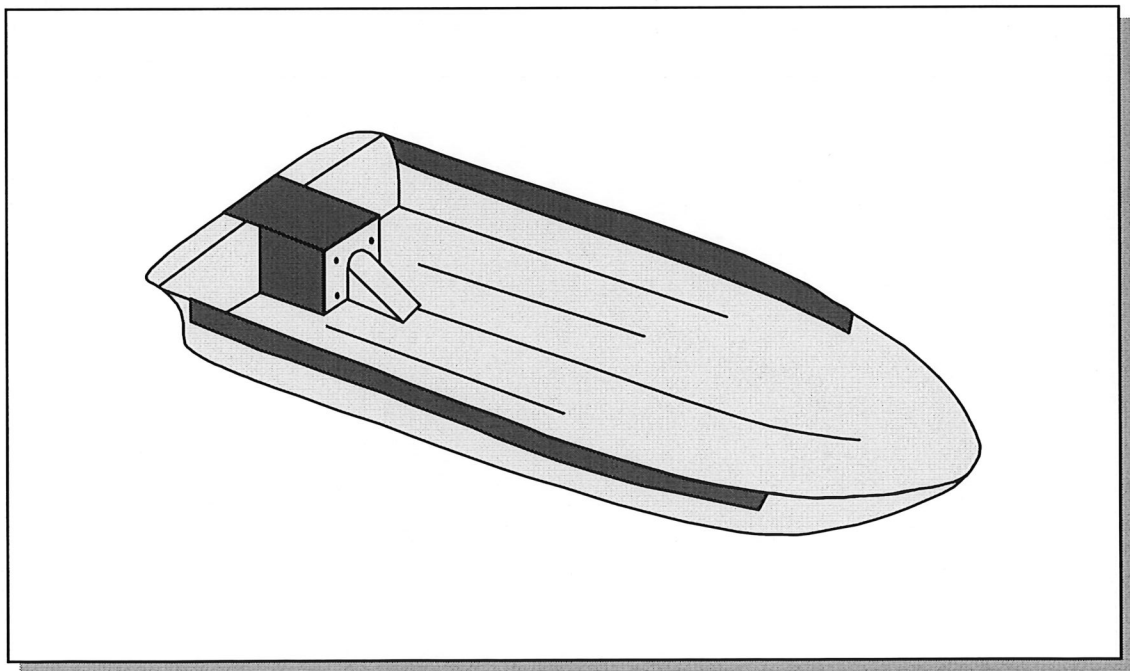


Figure 5.26 : Position du viscoélastique dans la coque.

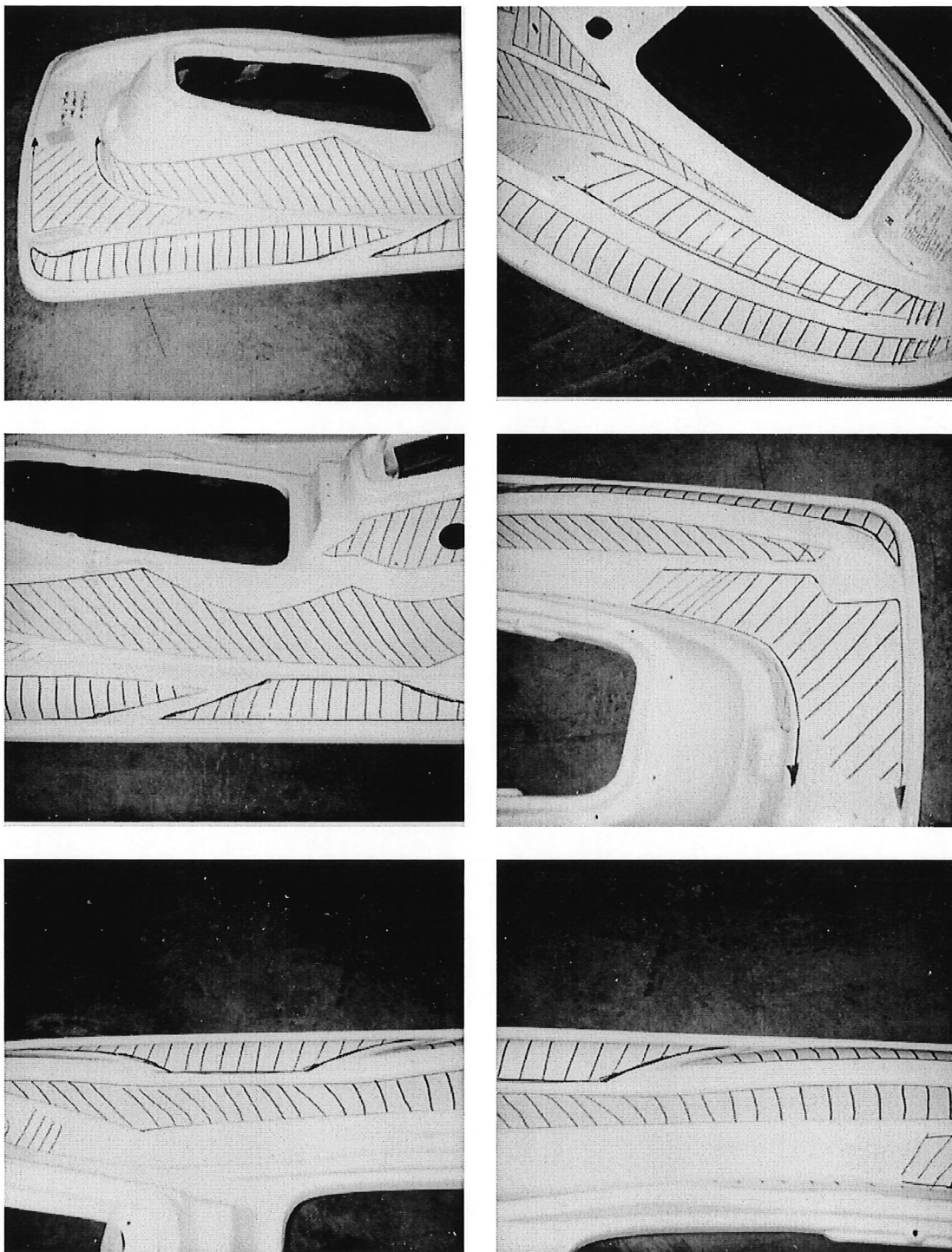


Figure 5.27 : Position du viscoélastique dans la carrosserie.

5.9 Efficacité du visco sur la réponse vibratoire — Mesures au bassin

5.9.1 Montage

Les mesures vibratoires de la carrosserie des motomarines ont été réalisées au bassin de Bombardier à Sherbrooke. Le régime moteur était maintenu le plus près possible de 6000 rpm. Les niveaux vibratoires ont été mesurés sur 342 points couvrant la carrosserie entière. Quatre accéléromètres ont été utilisés et les signaux de sortie étaient enregistrés sur DAT. Les 342 points de mesures ont été regroupés par sections afin de faciliter le traitement des données et pour tirer des conclusions sur l'efficacité du visco sur chaque section.

5.9.2 Identification des sections

Le schéma suivant présente l'identification des sections mesurées sur le GTX 96 standard et visco.

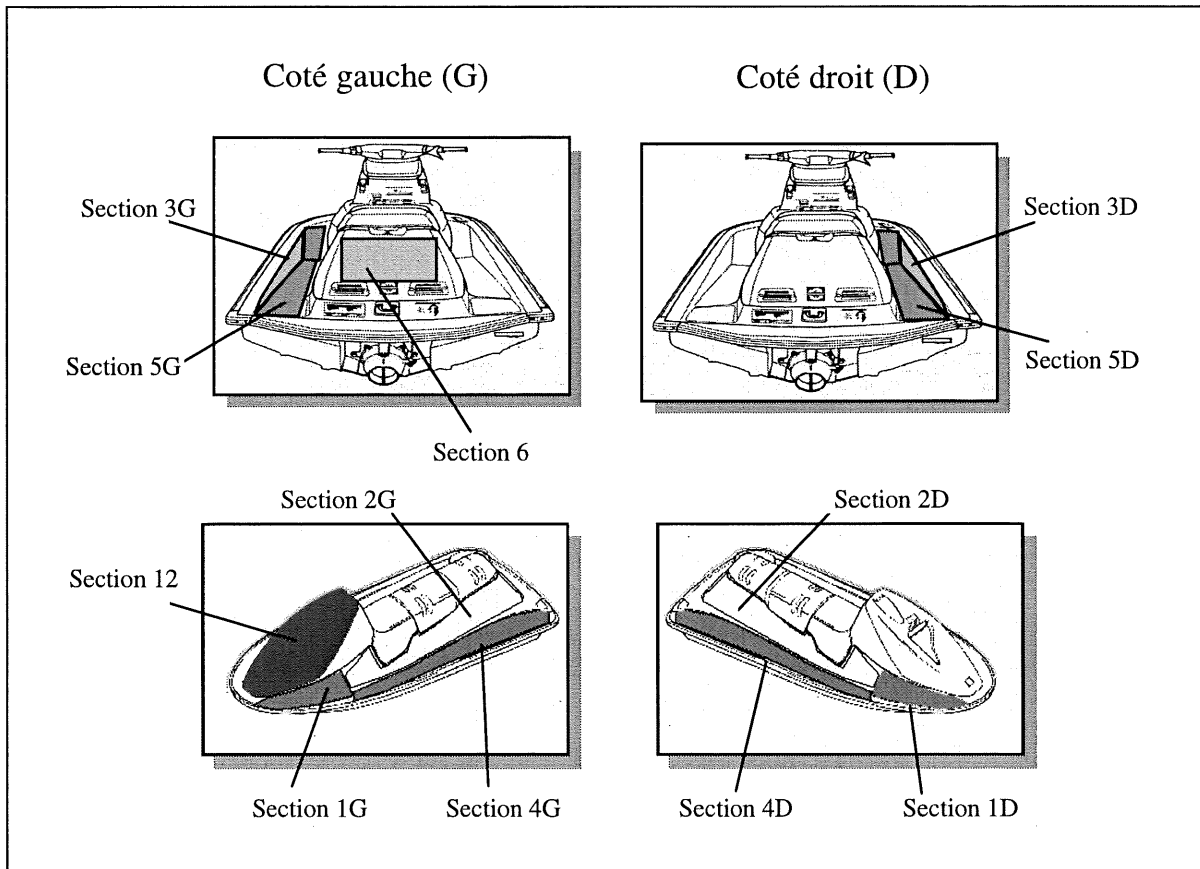


Figure 5.28 : Identification des sections considérées lors des mesures.

5.9.3 Méthode de calcul de la vitesse quadratique

La vitesse quadratique moyenne a été calculée afin d'avoir un indicateur global pour chaque section. La relation suivante a permis d'obtenir cette quantité :

$$\langle V^2 \rangle = 10 \log \left[\frac{\frac{\sum A^2}{2N}}{(2\pi f \cdot ref)^2} \right] \quad (5-3)$$

où A^2 = Accélération $\left(\frac{m}{s^2}\right)^2$
 N = Nombre de points sur la surface
 f = Fréquence (Hz)
 ref = Référence (1×10^{-8})

5.9.4 Résultats : vitesses quadratiques des sections

TABLEAU 5-5 : NIVEAUX GLOBAUX DE VITESSE QUADRATIQUE ET NIVEAUX PONDERES PAR LA SURFACE POUR LE GTX STANDARD ET VISCO

Sections			Surface (m ²)	< V ² > dB(A)		< V ² >S dB(A)	
				Standard	Visco	Standard	Visco
Côté droit	1D	Nez	0.138	108.2	107.1	99.6	98.5
	2D	Panneau Latéral	0.378	110.0	108.1	105.8	103.9
	3D	Panneau Intérieur	0.220	114.1	112.3	107.5	105.7
	4D	Côté extérieur	0.263	108.8	107.4	103.0	101.6
	5D	Marchepied	0.093	108.5	105.7	98.2	95.4
	14D	Flanc coque					
Arrière	6	Siège	0.090	107.8	105.4	97.3	94.9
	13	Plate forme					
Côté gauche	1G	Nez	0.138	106.9	107.3	98.3	98.7
	2G	Panneau Latéral	0.378	111.1	108.5	106.9	104.3
	3G	Panneau Intérieur	0.220	113.1	112.7	106.5	106.1
	4G	Côté extérieur	0.263	108.3	107.7	102.5	101.9
	5G	Marchepied	0.093	109.5	107.4	99.2	97.1
	14G	Flanc coque					
Capot	12	Capot	0.425	104.3	104.9	100.6	101.2

IMPORTANT...

Les sections dont les cases sont remplies d'un ombragé gris, correspondent à des sections qui n'ont pas pu être mesurées. Ces zones sont régulièrement aspergées ou sont complètement inondées d'eau ce qui rend impossible l'utilisation d'accéléromètres conventionnels. Actuellement, l'état vibratoire de ces sections n'est pas connue. Toutefois, la position et la géométrie plane de ces zones les rendent tout à fait propices à une contribution importante. L'achat d'accéléromètres étanches serait tout à fait approprié.

A) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, SECTION 2D,
COTE DROIT

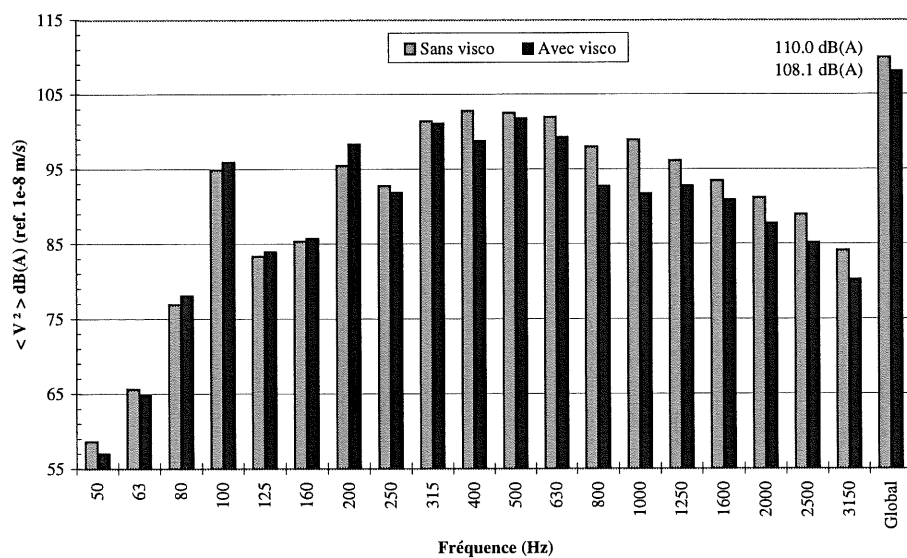
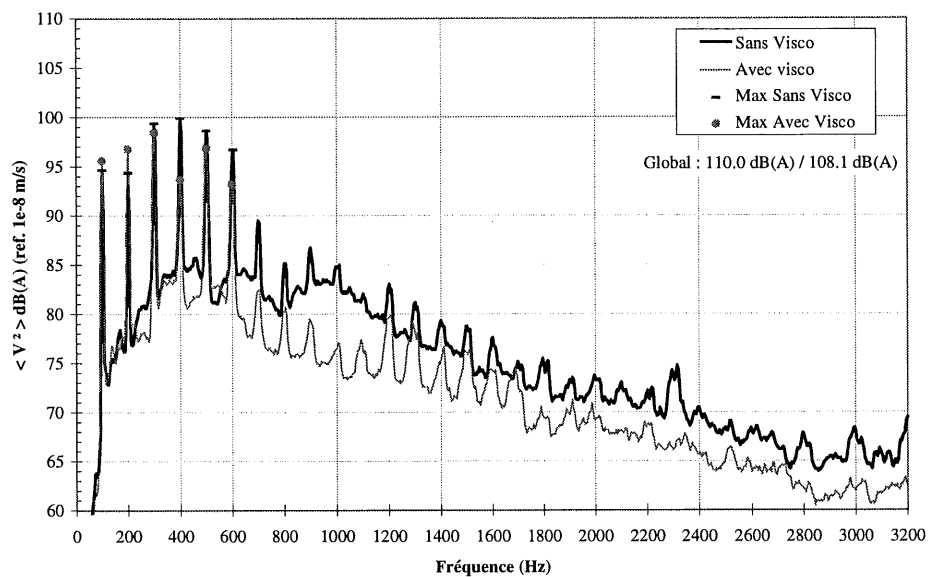
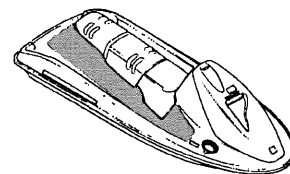


Figure 5.29 : Vitesse quadratique panneau latéral droit, section 2D, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

**B) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, SECTION 2G,
COTE GAUCHE**

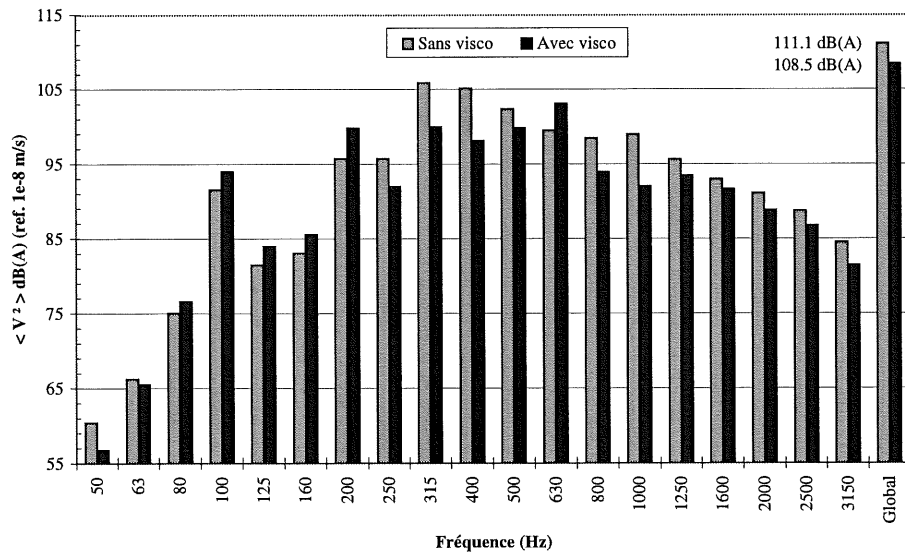
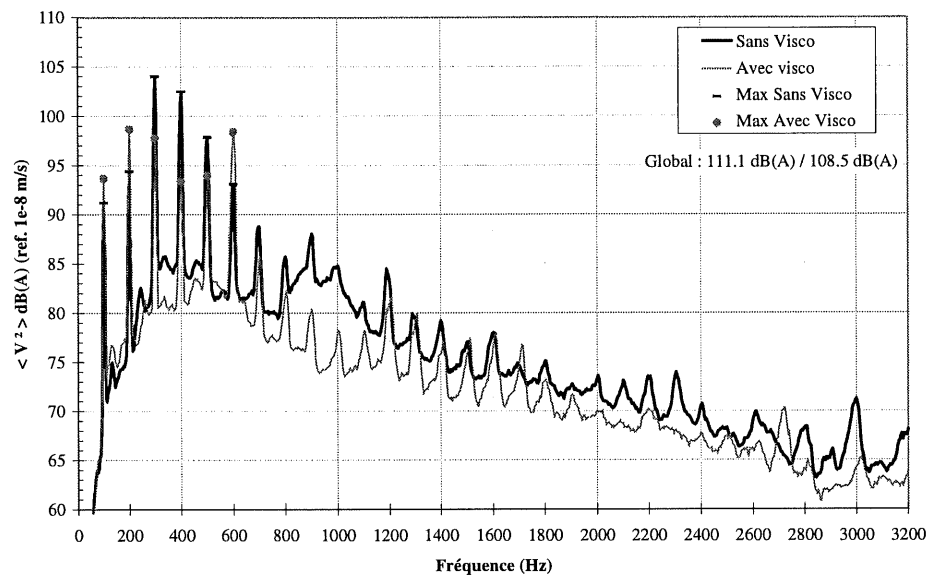
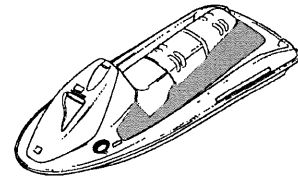


Figure 5.30 : Vitesse quadratique panneau latéral gauche, section 2G, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

C) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, SECTION 5D
MARCHE PIED DROIT

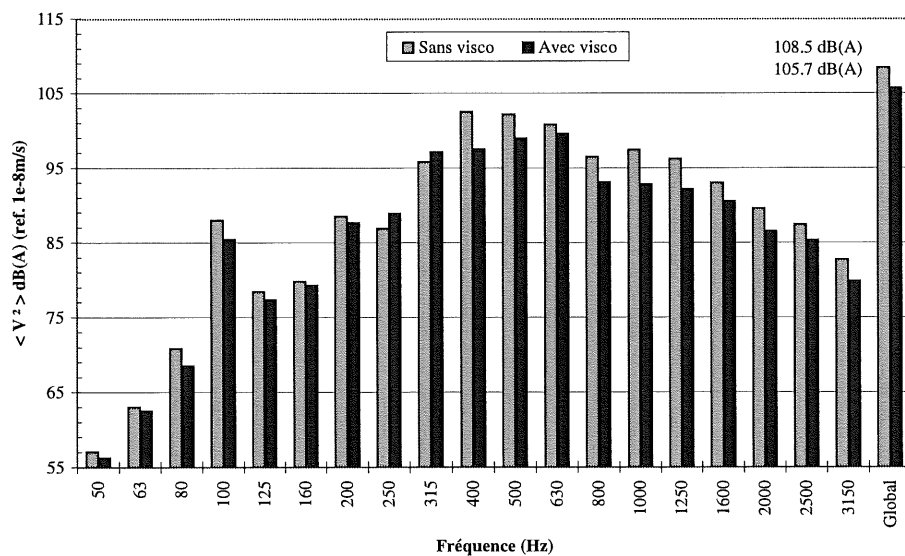
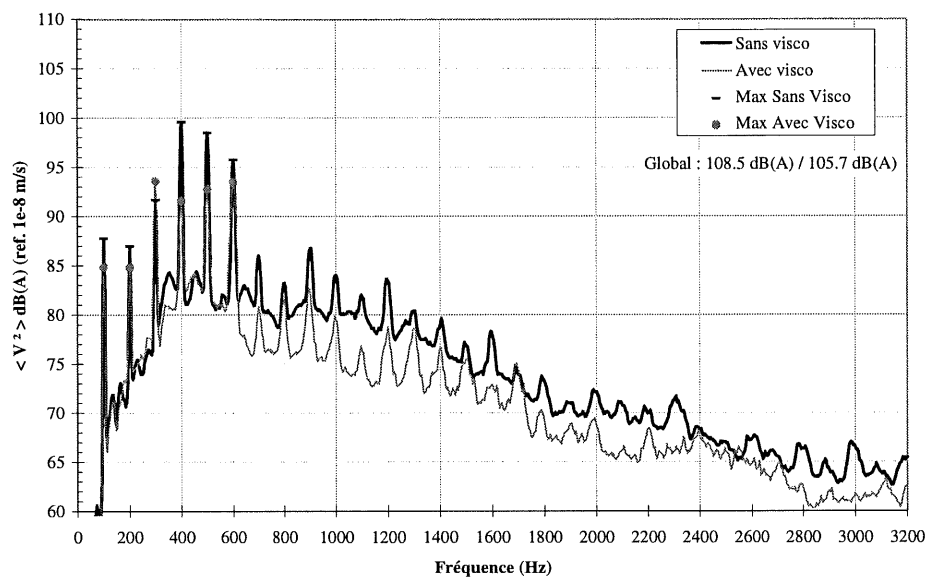
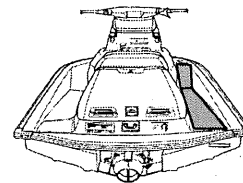


Figure 5.31 : Vitesse quadratique du marchepied droit, section 5D, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

D) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, SECTION 12 CAPOT

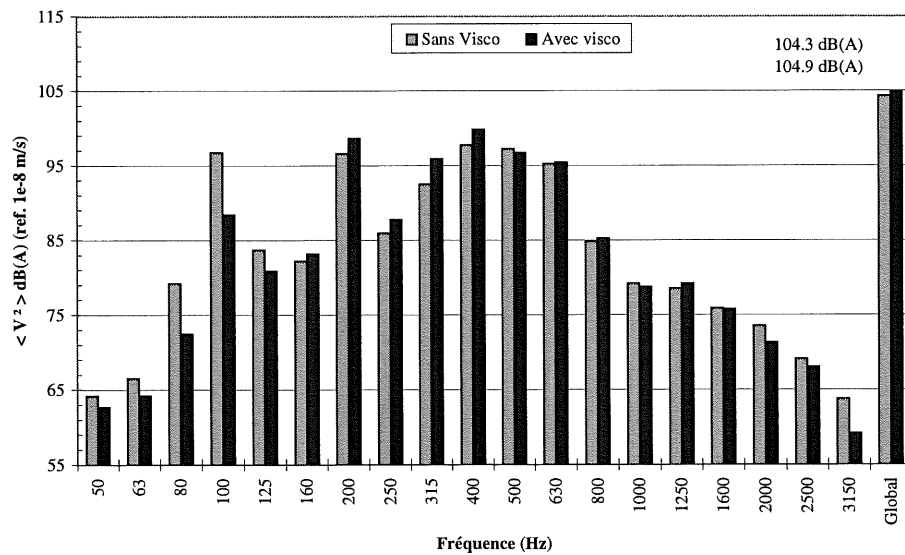
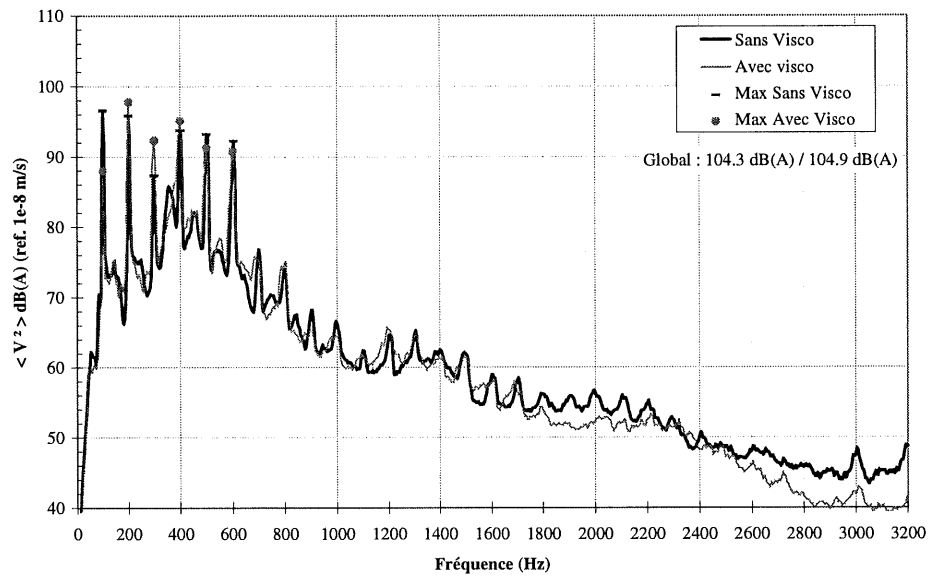
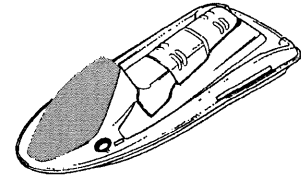


Figure 5.32 : Vitesse quadratique du capot, section 12, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

E) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, SECTION 6
ARRIERE SOUS SIEGE

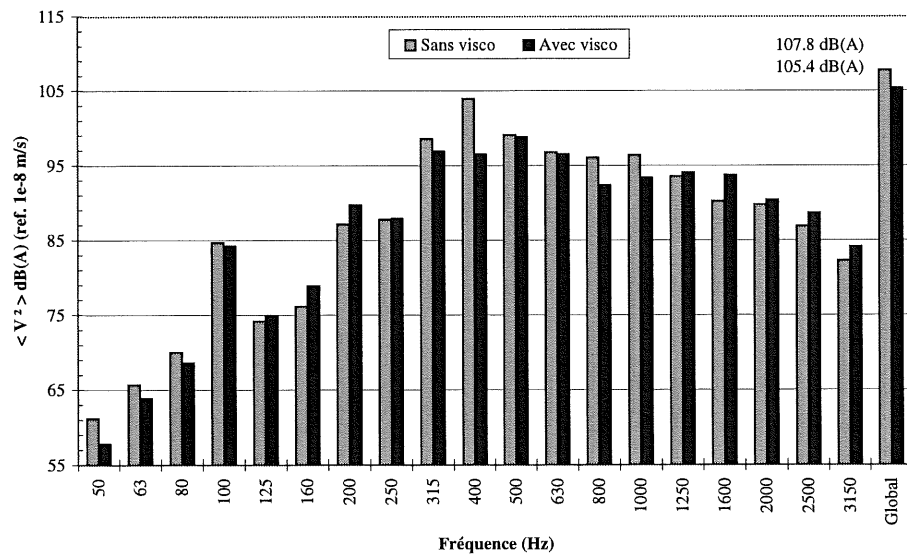
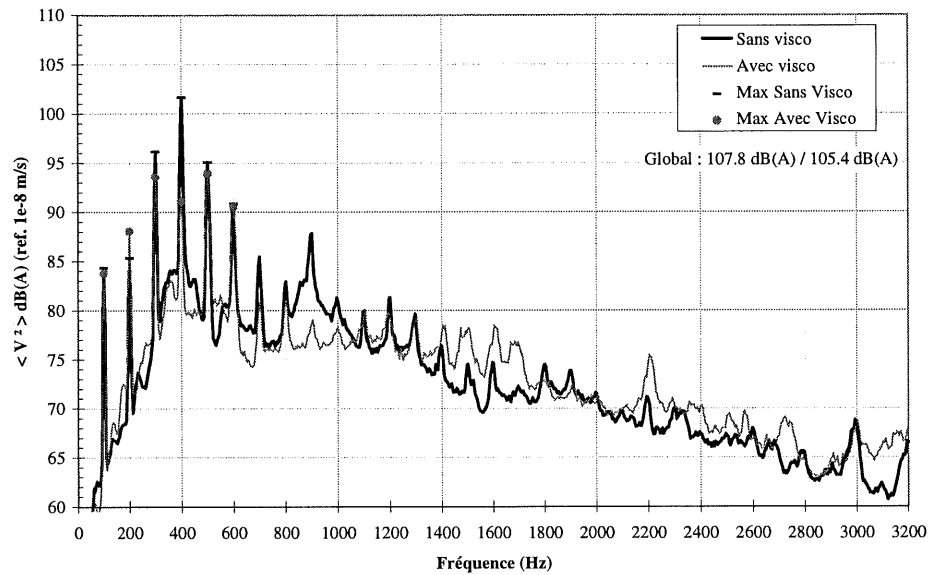
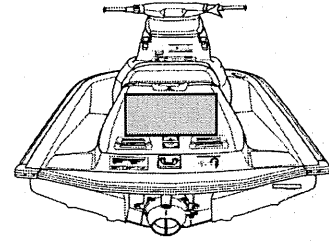


Figure 5.33 : Vitesse quadratique de l'arrière, section 6, 6000 rpm, bassin Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

5.9.5 Analyse

Le TABLEAU 5-5 présente le niveau global de vitesse pour chaque section du GTX standard et visco. On y retrouve également les valeurs pondérées par la surface correspondante. Ce tableau et les figures précédentes permettent de tirer les conclusions suivantes.

A) REMARQUES PRELIMINAIRES SUR LES SOURCES D'EXCITATION

En toute rigueur, pour évaluer l'efficacité du traitement viscoélastique, il aurait été idéal de pouvoir disposer de deux motomarines possédant des sources d'excitations (pompe, moteur, etc.) d'amplitudes identiques. Comme il a été démontré aux sections 5.3 à 5.5, il existe cependant une disparité inévitable entre les deux véhicules référencés *GTX standard* et *GTX visco*. Dans cette section consacrée à l'analyse de l'efficacité du viscoélastique, le lecteur devra garder en mémoire les grandes tendances exposées sur le disparité des sources d'excitation. La source principale d'excitation de la coque/carrosserie est la pompe avec en moyenne des niveaux de 10 dB(A) supérieur à ceux injectés aux plots du moteur.

B) HIERARCHISATION DES SURFACES ET SYMETRIE DU SEA-DOO

➤ Les sections 3 côté gauche et droit sont les plus vibrantes

Les sections ayant un niveau de vibration le plus important sur la motomarine sont les panneaux intérieurs (section 3D et 3G) suivi de très près par les panneaux latéraux (sections 2D et 2G). Ceci est cohérent puisqu'elles sont de grandes dimensions, donc plus flexibles et elles possèdent peu de courbures ce qui les prédisposent à vibrer plus facilement. Les sections 3D et 3G ont nettement les niveaux les plus élevés mais une fois pondérés par la surface, les différences sont quelque peu plus faibles.

Les côtés extérieurs semblent également être des sections importantes. De plus, le rayonnement de ces sections se propagent directement vers l'extérieur. Elles devront être considérées lors du traitement des surfaces. Par contre, les sections 1 semblent faire partie des sections où la contribution du viscoélastique est la moins

importante. Ces sections sont courbées et plus raides, ce qui empêche le visco à travailler en cisaillement. Elles seront peut-être à négliger en premier.

➤ **La carrosserie du GTX 96 vibre de façon symétrique**

Le TABLEAU 5-6 montre une comparaison entre le côté droit et le côté gauche du GTX standard. Ces résultats semblent indiquer que le Sea-Doo se comporte de façon symétrique à l'exception de l'avant. Ces sections étant plus loin de la source d'excitation mécanique et acoustique, elles sont peut-être plus susceptibles d'être influencées par leurs modes propres respectifs. Cette symétrie peut être également visualisée par les spectres mesurés sur les panneaux latéraux droit et gauche qui sont présentés aux Figure 5.29 et Figure 5.30.

TABLEAU 5-6 : COMPARAISON DES VITESSES GLOBALES COTE DROIT ET COTE GAUCHE DU GTX STANDARD

Sections et numéros		Côté droit dB(A)	Côté gauche dB(A)	Δ dB(A)
Nez avant	(1)	108.2	106.9	-1.3
Panneau latéral	(2)	110.0	111.1	+1.1
Panneau intérieur	(3)	114.1	113.1	-1.0
Côté extérieur	(4)	108.8	108.3	-0.5
Marchepied	(5)	108.5	109.5	+1.0

C) EFFICACITE DU VISCOELASTIQUE

➤ Efficacité du visco notable en hautes fréquences

Il ressort clairement d'après les Figure 5.29 à Figure 5.31 que le traitement viscoélastique permet une diminution significative des niveaux vibratoires au-delà de 800 Hz. Il est cohérent que le viscoélastique est une efficacité accrue en hautes fréquences, puisque la longueur d'onde est petite, d'où un cisaillement plus important et une meilleure efficacité. Il est à noter que dans cette zone ($f > 800$ Hz), le GTX visco semble être excité plus fortement par la pompe que le GTX standard. Malgré cela, l'ajout de viscoélastique permet d'obtenir des niveaux vibratoires plus faibles avec le GTX visco.

➤ Les sections non traitées sont très peu influencées par celles qui contiennent du visco

La Figure 5.33 représente la vitesse quadratique de l'arrière de la motomarine (section 6). Cette section n'a pas été traitée et on peut constater, au premier abord, que le traitement viscoélastique — qui a été appliqué ailleurs — n'a pas une grande influence sur les niveaux vibratoires de cette section. On peut même constater qu'au-delà de 1400 Hz, le GTX visco vibre légèrement plus que le GTX standard, ce qui est en accord avec le fait que la pompe excite davantage le GTX visco dans cette zone de fréquence. Notons que la section 6 est très proche de la pompe, c'est sans doute la raison pour laquelle le traitement viscoélastique appliqué sur les autres faces n'a pas d'influence sur les vibrations de cette section.

La Figure 5.32 représente la vitesse quadratique du capot avant de la motomarine (section 12). Le capot ne contient pas de viscoélastique. On peut constater à première vue que les niveaux restent presque inchangés. Cependant, on peut noter qu'au-delà de 1800 Hz, il existe tout de même une légère atténuation (tendance inverse à celle observée à la section 6). Le capot étant à l'opposé de la pompe, il est justifié d'avancer que le traitement viscoélastique appliqué sur les autres surfaces du véhicule puisse contribuer à atténuer les vibrations se propageant de la pompe vers le capot.

➤ **Les sections très rigides présentent de faibles niveaux en basses fréquences**

La section arrière verticale sous le siège du Sea-Doo (section 6), est une section très rigide puisqu'elle est petite et de forme très arrondie. Cette rigidité accrue se répercute sur l'allure du spectre mesuré sur cette section (Figure 5.33). En effet, on remarque les amplitudes des premières raies fréquentielles sont beaucoup plus faibles que sur les autres sections.

➤ **Gain important à 400 Hz provient principalement de la disparité entre les excitations**

Le gain important à 400 Hz sur plusieurs sections n'est pas provoqué essentiellement par l'efficacité du visco. Comme on le retrouve sur plusieurs sections, il est fort peu probable que cette fréquence corresponde à des modes locaux. Les gains proviennent en partie de l'efficacité du visco, mais également d'une différence dans l'excitation comme il a été mentionné auparavant.

➤ **Résultats très encourageants**

Il est clair que le viscoélastique contribue efficacement à une diminution des niveaux vibratoires. Cette tendance est encourageante et une optimisation du traitement pourrait conduire à des résultats encore plus intéressants.

5.10 Efficacité du visco sur la réponse acoustique — Mesures au bassin

5.10.1 Montage

Le niveau de puissance rayonnée a été mesuré en bassin en maintenant le régime moteur à 6000 rpm. Aucun silencieux additionnel n'a été ajouté au véhicule. Aucune entrée d'air n'a été colmatée. Trois surfaces ont été balayées avec une sonde d'intensimétrie. L'identification des surfaces est présentée à la Figure 5.34.

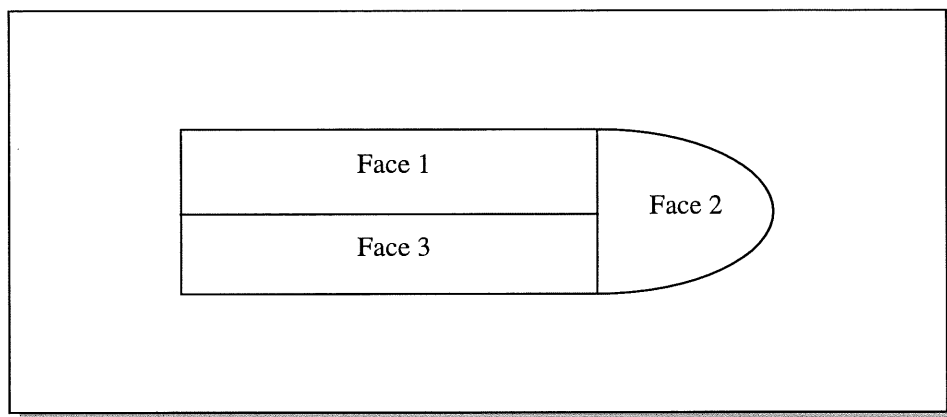


Figure 5.34 : Identification des surfaces de mesures pour la puissance rayonnée.

5.10.2 Résultats : Puissance rayonnée du GTX 96 standard et visco

Toutes les surfaces ont été mesurées trois fois et les moyennes sont présentées. Le TABLEAU 5-7 donne les niveaux globaux mesurés sur chaque surface ainsi que la somme des trois surfaces. Les Figure 5.35 à Figure 5.38 montrent les spectres mesurés.

TABLEAU 5-7 : NIVEAUX GLOBAUX DE PUISSANCE MESUREE AU BASSIN, 6000 RPM

	Face 1 Lw dB(A)	Face 2 Lw dB(A)	Face 3 Lw dB(A)	Global Lw dB(A)
Standard	93.6	90.6	95.3	98.6
Visco	91.2	87.5	93.1	96.2

**A) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO,
LW FACE 1, COTE GAUCHE**

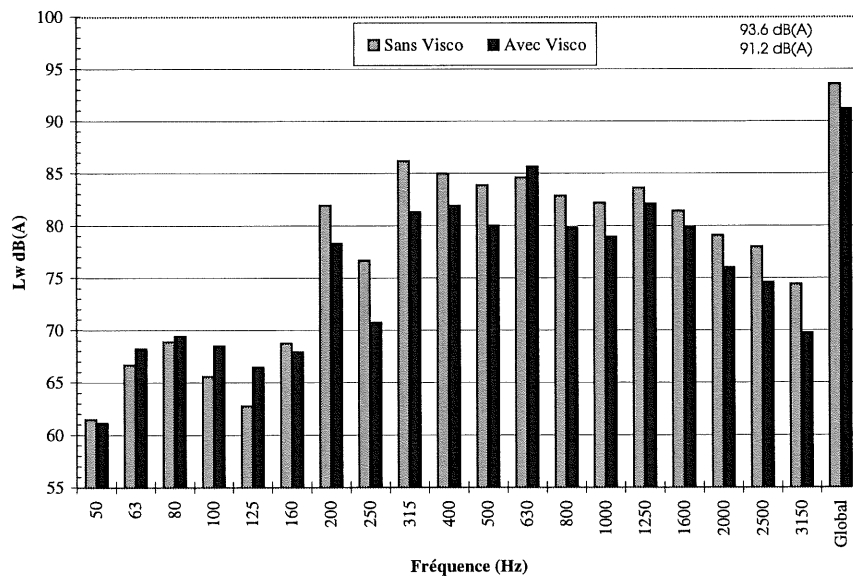
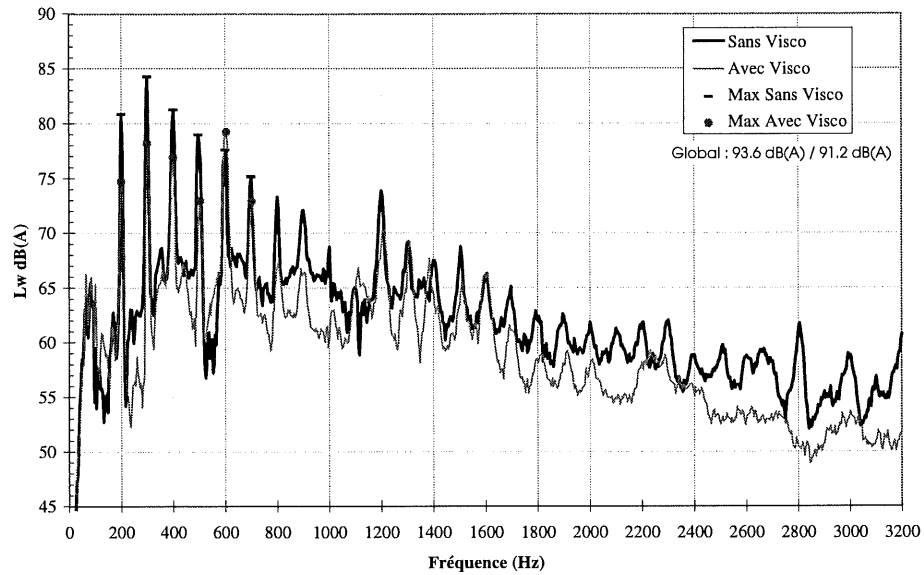
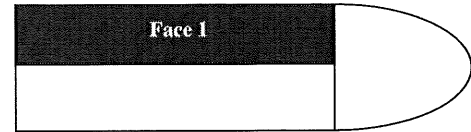


Figure 5.35 : Puissance rayonnée, Face 1, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

**B) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO,
LW FACE 2, AVANT DU SEA-DOO**

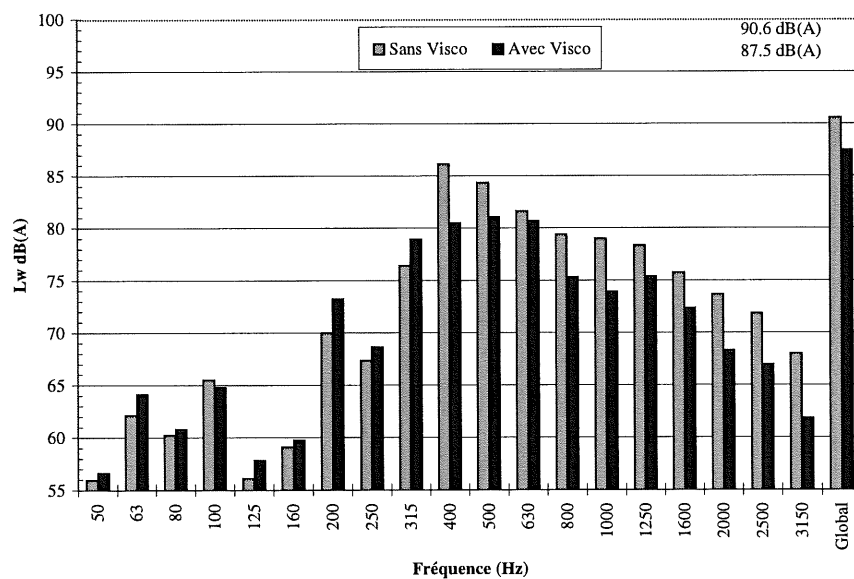
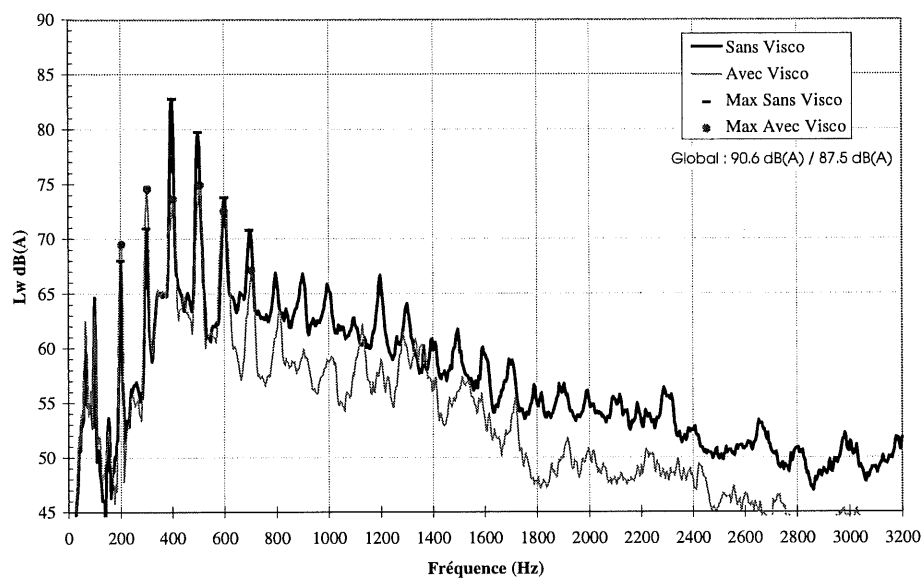
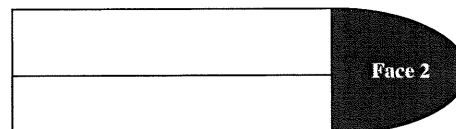


Figure 5.36 : Puissance rayonnée, Face 2, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

**C) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO,
LW FACE 3, COTE DROIT**

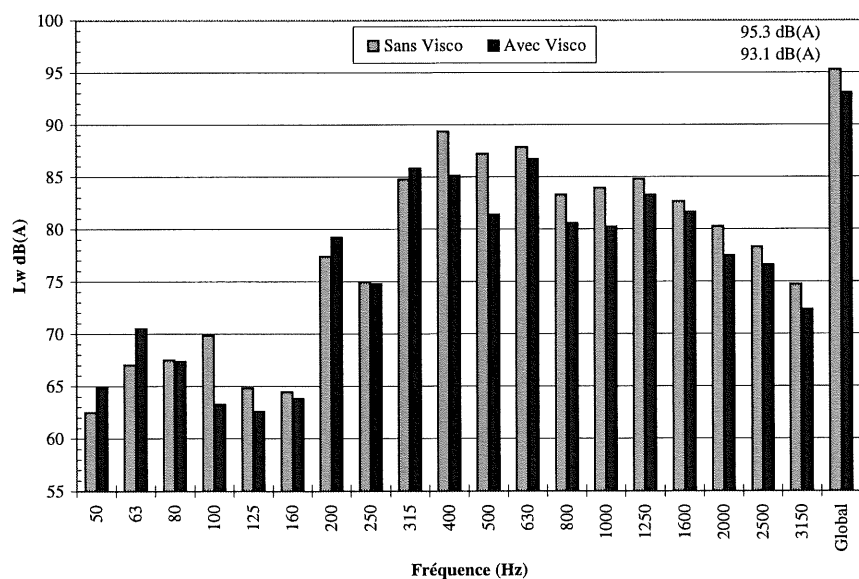
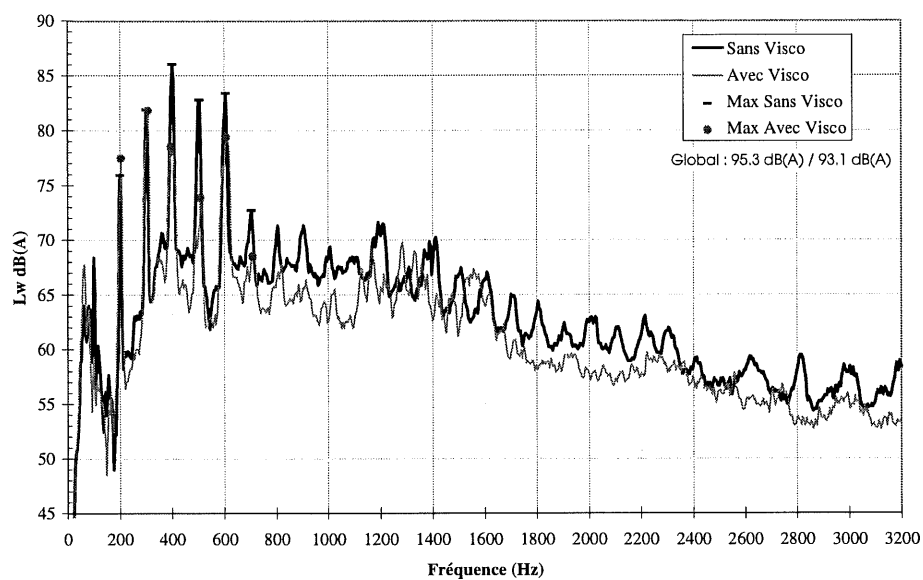
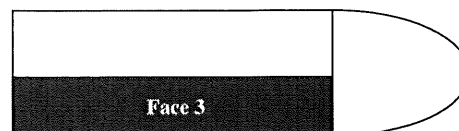


Figure 5.37 : Puissance rayonnée, Face 3, 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

**D) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO,
LW GLOBAL DES TROIS FACES**

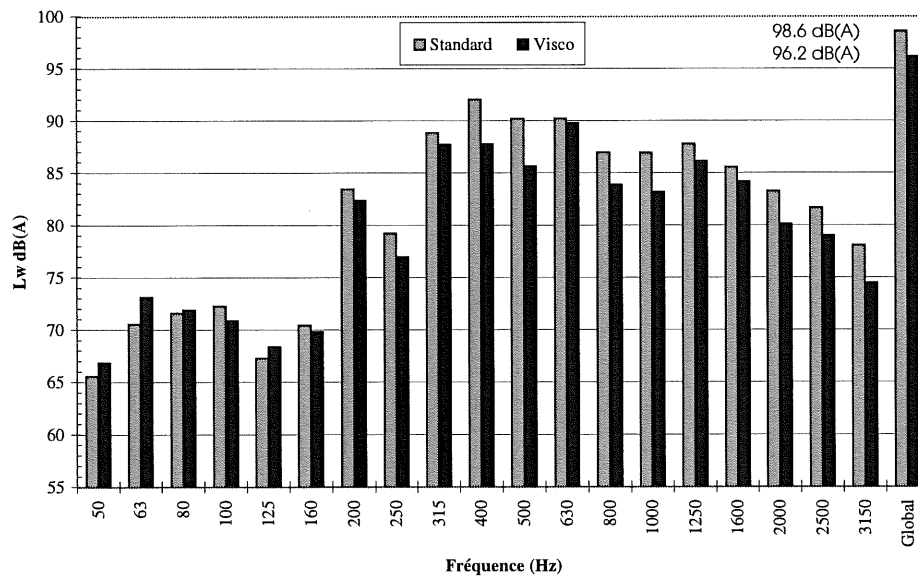
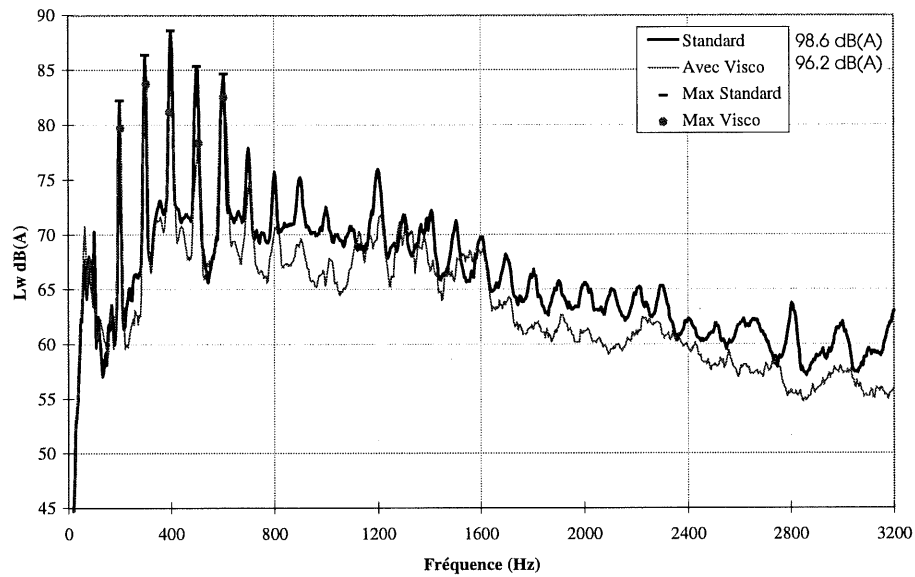
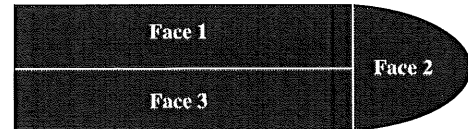


Figure 5.38 : Puissance rayonnée globale somme des trois faces , 6000 rpm, bassin à Sherbrooke, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

5.10.3 Analyse

➤ La réduction du bruit sur le véhicule visco est d'environ 2.5 dB(A)

Ce gain est significatif puisqu'il faut se rappeler que :

- le silencieux et les entrées d'air n'ont pas été colmatés;
- le groupe motopropulseur du véhicule visco semblait fournir a priori une excitation solidienne et acoustique de 1 à 2 dB(A) plus élevée que le véhicule standard.

➤ La réduction se fait sur tout le spectre

Le gain amené par le viscoélastique se reflète sur tout le spectre y compris en basses fréquences ($100 < f < 800$ Hz) où pour chaque raie le véhicule visco affiche un niveau inférieur au véhicule standard alors, qu'au contraire, en terme d'excitation le groupe motopropulseur du véhicule visco induisait des niveaux plus élevés, à part 400 Hz.

➤ Gain significatif sur les fréquences dominantes

Le spectre global des trois surfaces (voir Figure 5.38) permet de visualiser le gain significatif sur toutes les fréquences dominantes. Cependant, il ne faut pas oublier que le GTX visco avait intrinsèquement une excitation plus faible à 400 Hz.

➤ Le gain en moyenne fréquences $1000 < f < 1800$ Hz n'est pas aussi net qu'attendu

Ceci pourrait s'expliquer par une efficacité que l'on sait moindre pour le visco dans cette zone (voir section 4.6). Les résultats de cette section montraient clairement le gain à empêcher l'interaction entre le visco et la résine. Il faut également tenir compte de la contribution des autres sources (échappement, entrées d'air, jet d'eau).

➤ Puissance plus élevée du côté droit de 1.7 dB(A)

Les niveaux plus élevés pour le côté droit, 1.7 dB(A), confirme les observations faites sur le lac: le bruit de l'entrée d'air est une source significative qui devra être traitée.

➤ **Puissance à l'avant non négligeable**

La puissance émise par la partie avant du véhicule, au delà du guidon, n'est pas aussi négligeable qu'on aurait pu le croire. Pour le véhicule standard la puissance émise par cette zone est de 90.6 dB(A) contrairement à 93.6 dB(A) pour le côté gauche.

5.10.4 Synthèse à propos des mesures au bassin

Vitesse quadratique	<ul style="list-style-type: none">• Efficacité notable du visco en hautes fréquences.• Sections non traitées sont peu influencées par celles qui contiennent du visco• Gain important à 400 Hz provient de la disparité des excitation.• Les grands panneaux latéraux et intérieurs sont les sections les plus vibrantes• La carrosserie vibre de façon symétrique
Puissance rayonnée	<ul style="list-style-type: none">• Diminution de la puissance rayonnée d'environ 2.5 dB(A)• Réduction qui couvrent une large bande de fréquences, de 300 Hz à 3000 Hz• Gain significatif sur les fréquences dominantes

5.11 Efficacité du visco sur la réponse vibratoire — Mesures au laboratoire

Déterminer l'efficacité du visco par des mesures en bassin était essentiel dans l'analyse de cette solution. Cependant, comme il a été démontré, on fait inévitablement face à des problèmes de variabilité des sources d'excitation entre les véhicules. De plus, d'autres sources non désirées — comme l'échappement, le bruit du jet d'eau et les entrées d'air — viennent compliquer l'analyse des résultats.

Des mesures en situation contrôlée au laboratoire contribuent à simplifier l'analyse. Par contre, il ne faut pas croire que ces mesures sont « idéales ». Il est impossible de reproduire l'excitation réelle en amplitude, dans toutes les directions, injecter des moments et le véhicule n'est pas dans l'eau. Quoi qu'il en soit, l'excitation réelle n'est pas connue. Ces mesures au laboratoire apportent leur information et sont complémentaires aux mesures en bassin.

Cette section présente essentiellement les vitesses quadratiques des treize sections retenues précédemment.

5.11.1 Montage

Les mesures ont été réalisées avec les véhicules dont la pompe avait été retirée, seulement le support de pompe était installé. Les motomarines étaient supportées par un chariot formé de deux poutres venant s'appuyer longitudinalement sur la coque. La Figure 5.39 montre ce type d'appuis. Une excitation par pot vibrant a été utilisée. Le pot était lié au boulon # 4 de la turbine et alimenté par un signal pseudo-aléatoire. L'ajout d'un capteur de force à l'extrémité de la tige joignant le pot à la structure a permis de mesurer la force injectée. Les accélérations ont été mesurées à environ 400 points sur la carrosserie du véhicule. Ces points sont regroupés en 13 sections identiques à celles déjà identifiées précédemment (p.161). À chaque point de mesure, la réponse en fréquence H1 a été mesurée entre l'accélération et la force injectée. Ces quantités ont permis de calculer la vitesse

quadratique référencée à la force pour chaque section. L'expression suivante a permis d'obtenir cet indicateur :

- Mesure

$$FRF = \frac{\text{Accélération}}{\text{Force}} = a + jb$$

- Calcul de $\langle V^2 \rangle$

$$\langle V^2 \rangle = 10 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^n (a_i^2 + b_i^2)}{2n} \right) \text{ unité} = \left(\frac{m/s}{N} \right)^2$$

Cette manipulation a été réalisée pour le véhicule visco et standard.

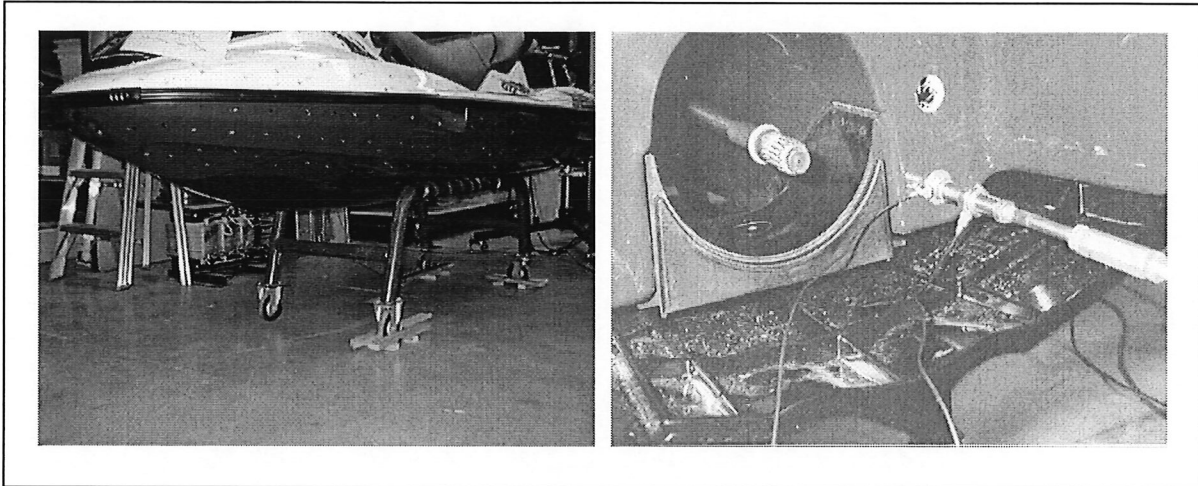


Figure 5.39 : Coque appuyée sur le chariot (à gauche) et méthode de fixation à la coque (à droite).

5.11.2 Résultats

La figure suivante illustre l'effet des conditions d'appuis sur la réponse vibratoire du panneau latéral droit (section 2D). Par la suite, les figures des pages suivantes montrent les vitesses quadratiques référencées à la force pour le panneau latéral droit et le capot (section 12).

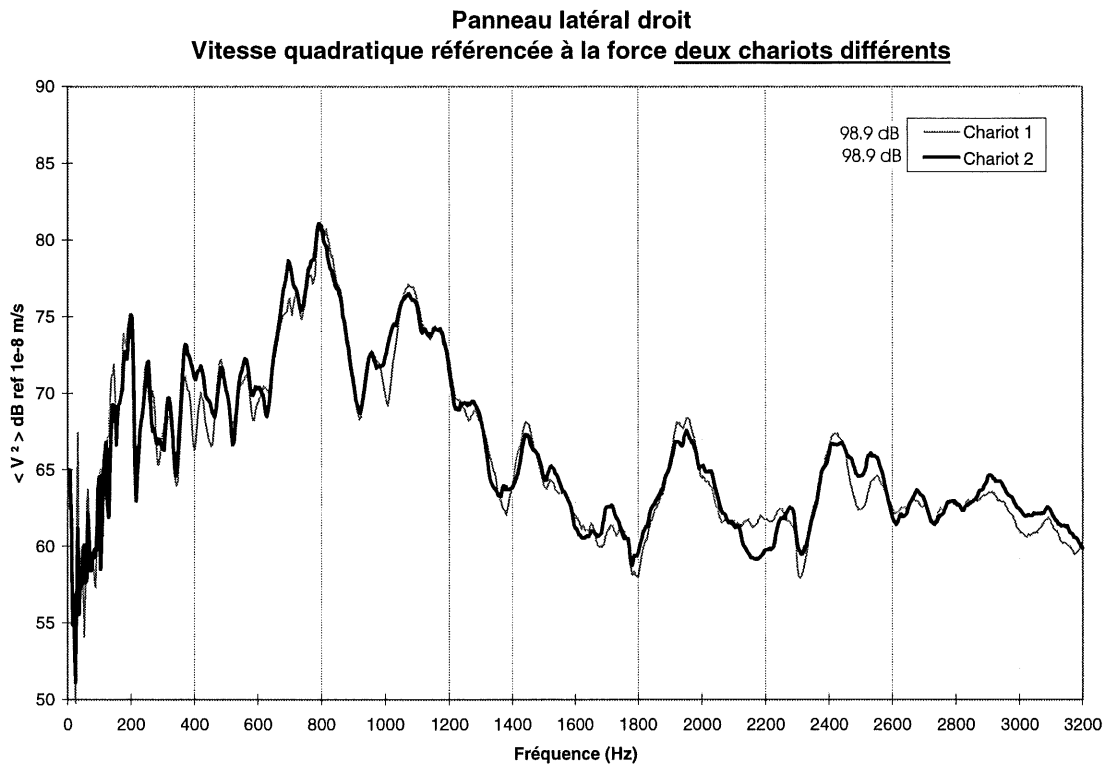


Figure 5.40 : Effets des conditions d'appuis sur la vitesse quadratique du panneau latéral droit (section 2D) GTX standard.

A) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, SECTION 2D,
COTE DROIT, MESURES AU LABO

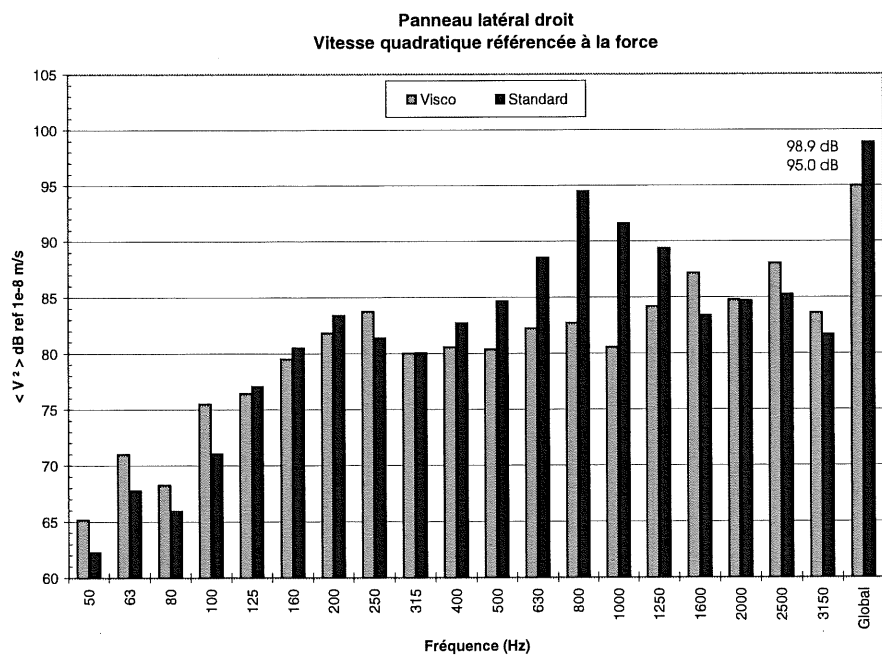
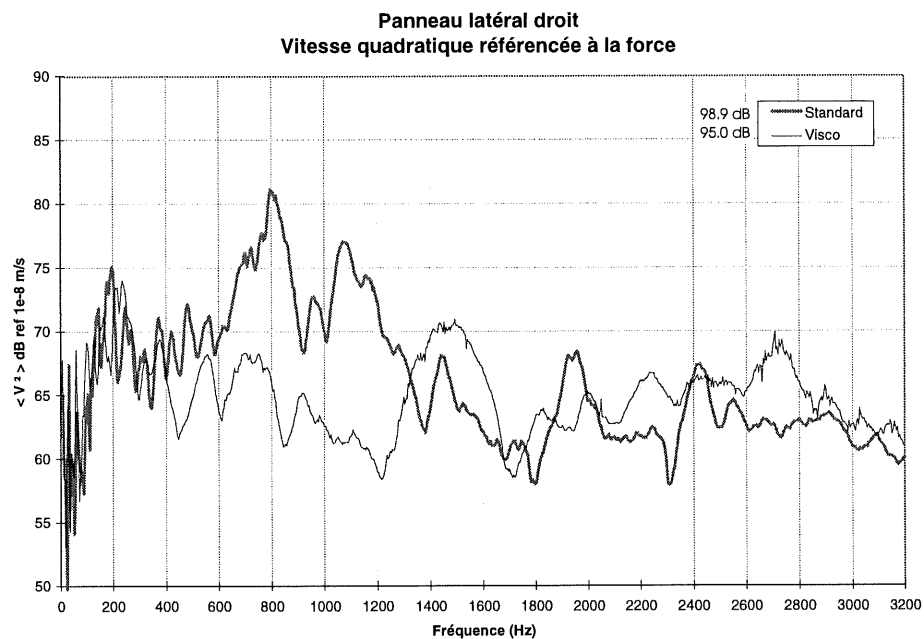
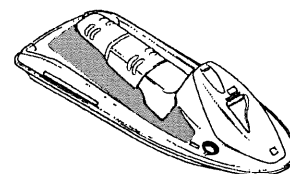


Figure 5.41 : Vitesse quadratique référencée à la force, section 2D, panneau latéral droit, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

**B) GTX STANDARD PAR RAPPORT A VISCO, SECTION 12,
COTE GAUCHE, MESURES AU LABO**

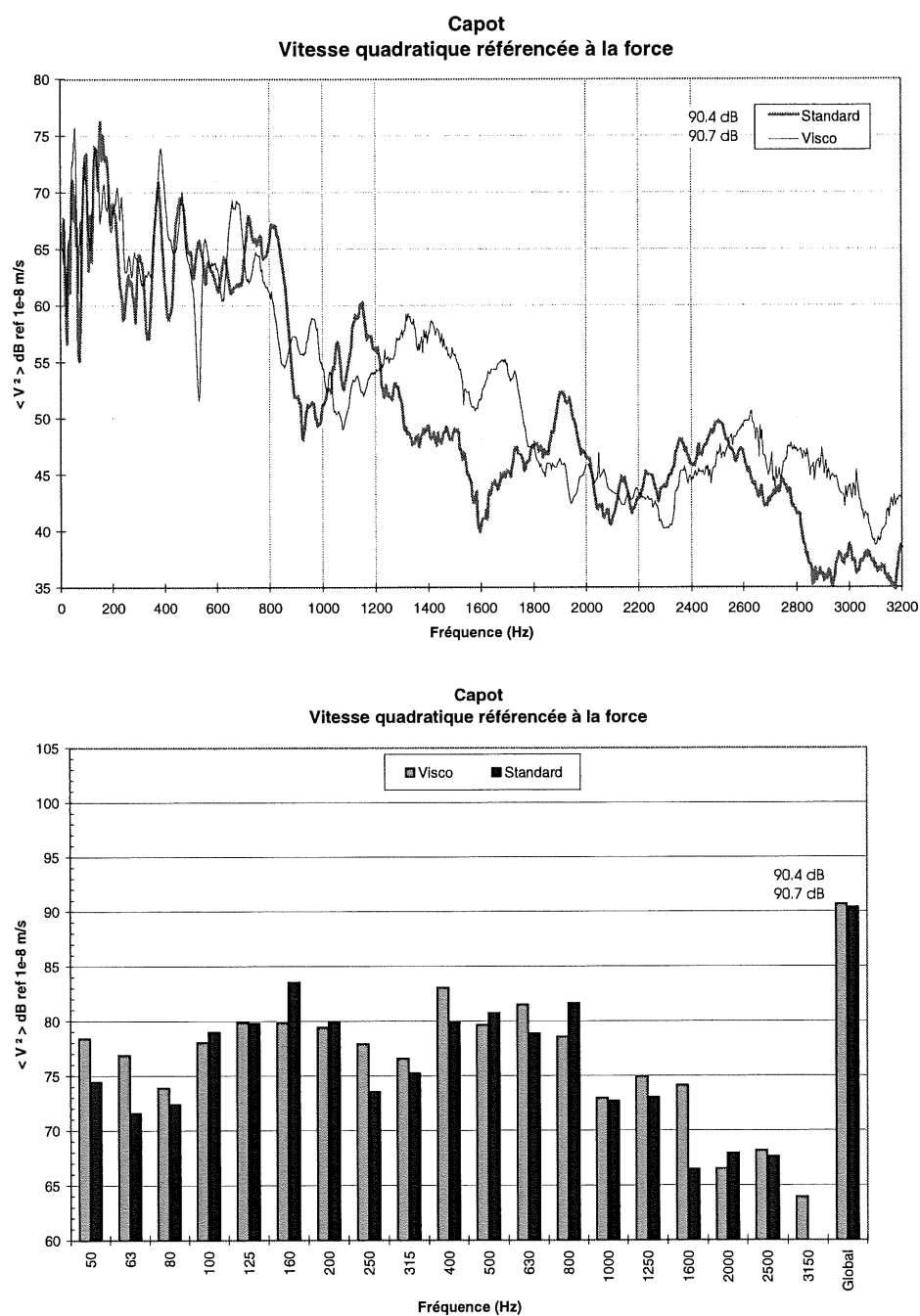
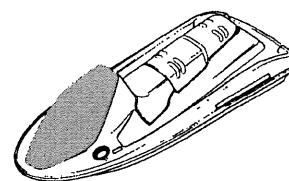


Figure 5.42 : Vitesse quadratique référencée à la force, section 12, capot, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

TABLEAU 5-8 : COMPARAISON ENTRE LES GAINS OBTENUS AU BASSIN ET AU LABORATOIRE

Sections			< V ² > dB(A)			< V ² > dB		
			Bassin ¹			Labo ²		
			Std	Visco	Gain	Std	Visco	Gain
Côté droit	1D	Nez	108.2	107.1	1.1	94.8	93.2	0.6
	2D	Panneau latéral	110.0	108.1	1.9	98.9	95.0	3.9
	3D	Panneau intérieur	114.1	112.3	1.8	101.5	97.5	4.0
	4D	Côté extérieur	108.8	107.4	1.4	98.0	96.1	1.9
	5D	Marchepied	108.5	105.7	2.8	98.1	94.3	3.8
Arrière	6	Vertical	107.8	105.4	2.4	98.2	98.9	-0.7
	13	Plate forme				110.3	109.4	0.9
Côté gauche	1G	Nez	106.9	107.3	-0.4	93.4	93.0	0.4
	2G	Panneau latéral	111.1	108.5	2.6	98.7	95.6	3.1
	3G	Panneau intérieur	113.1	112.0	1.1	104.0	99.1	4.9
	4G	Côté extérieur	108.3	107.7	0.6	98.5	96.8	1.7
	5G	Marchepied	109.5	107.4	2.1	99.1	93.8	5.3
Capot	12G	Capot	104.3	104.9	-0.6	90.4	90.7	-0.3

¹ Vitesse quadratique non référencée à la force

² Vitesse quadratique référencée à la force injectée

5.11.3 Analyse

➤ **Effets des conditions d'appuis négligeables**

Cette mesure a été réalisée avec deux chariots différents, donc avec des conditions d'appuis modifiées. Sur des mesures locales, on peut observer quelques différences, mais sur un résultat global comme la vitesse quadratique, l'effet est négligeable.

➤ **Répétabilité excellente**

Cette mesure apporte également une information intéressante sur la répétabilité des résultats. Cette répétabilité semble très bonne, puisque les mesures ont été réalisées à quelques jours d'intervalle et le pot vibrant a été déplacé, donc pas le même alignement. De plus, l'amplitude de la force injectée n'est sûrement pas identique. À chaque mesure, le paramètre vérifié était la cohérence entre la force injectée et l'accélération mesurée et non pas l'amplitude de la force. L'amplitude est sans importance puisque l'accélération est référencée par la force. Le facteur primordial est la cohérence.

➤ **Comportement modal non présent**

Le type de mesures réalisées correspond exactement aux mesures utilisées dans le cadre d'une analyse modale. Cependant, l'analyse modale sérieuse nécessite habituellement un maillage beaucoup plus fin que celui utilisé présentement pour une structure complexe. Néanmoins, ces mesures de vitesses donnent une bonne indication si la structure présente un comportement modal. Dans ce cas-ci, il est définitif qu'au-delà de 1000 Hz, aucune section ne présente un comportement modal. Par contre en dessous de cette fréquence, certaines sections semblent montrer quelques modes.

➤ **Efficacité plus élevée au laboratoire qu'en bassin**

Lorsqu'on utilise une excitation par pot vibrant jumelée à un bruit blanc, on sollicite de cette façon un grand nombre de modes propres de la structure. De façon générale, il est admis que le visco présente une efficacité maximale pour une structure possédant un comportement modal soumise à ce type d'excitation « uniforme ». Dans le cas des mesures au bassin, on est en présence d'une excitation forcée où les sources d'excitation présentent des raies spectrales émergents fortement de la base des pics. Le viscoélastique est beaucoup moins performant pour ce type d'excitation (voir section 4.9). Bien que la coque et la carrosserie présentent peu de mode, il était à prévoir, en raison du type d'excitation, que l'efficacité serait supérieure au laboratoire et c'est ce qu'on observe au TABLEAU 5-8.

➤ **Résultats cohérents avec mesures au bassin**

Le TABLEAU 5-8 permet de visualiser que les surfaces où on mesure une différence notable en bassin correspondent également aux surfaces sur lesquelles un gain important est obtenu au laboratoire. Ces résultats sont donc tout à fait cohérents avec les résultats au bassin.

➤ **Efficacité provient principalement de la plage 500-1300 Hz**

L'analyse de l'ensemble des graphiques mène à conclure que l'efficacité obtenue au laboratoire provient essentiellement de la plage 500-1300 Hz. Sur plusieurs sections, on observe un gain de près de 10 dB dans cette plage de fréquences.

➤ **Faible efficacité en hautes fréquences**

Jusqu'à présent, les mesures sur des plaques et les mesures au bassin montraient un gain important en hautes fréquences. Contrairement à ces résultats, les mesures des vitesses quadratiques référencées à la force indiquent peu d'efficacité en hautes fréquences. Les résultats du GTX visco sont même parfois supérieurs au GTX standard. Ceci est contradictoire avec le comportement habituel du visco qui est normalement supérieur en hautes fréquences. Une hypothèse avancée sur l'explication de ces résultats pourrait être liée au fait qu'on utilise deux coques/carrosseries. La réponse vibratoire d'une structure en hautes fréquences est plus sensible aux fines variations de la géométrie. Comme les coques et les carrosseries ont été fabriquées en majeure partie à la main, il est inévitable que plusieurs différences de géométrie se produisent. L'effet de ces imperfections sont toujours inconnues. Cependant, il faudra composer avec ce paramètre aussi longtemps que ce type de procédé de fabrication sera utilisé. Une autre hypothèse pourrait être que la coque est déjà très amortie à cause de tous les éléments qui y sont rattachés (siège, finition du marchepied arrière, format coque pour la flottaison) limitant ainsi l'effet du visco. Par contre, il ne faut pas oublier que le visco a été installé dans une configuration défavorable (dégradation de ces propriétés lors de la fabrication) diminuant ainsi son efficacité en moyennes et hautes fréquences.

➤ **Courbes bruitées dans le cas du visco**

On remarque que dans plusieurs graphiques, les courbes pour le véhicule visco ne sont pas bien définies. Les spectres sont légèrement bruités et présentent des petites oscillations. Ceci provient d'une erreur de manipulation. L'excitation était trop forte, ce qui amenait le capteur de force à opérer près de sa limite dynamique supérieure, introduisant ainsi quelques non-linéarités dans les mesures. Néanmoins, les fonctions de cohérence présentaient des niveaux tout près de 1, ce qui confirme l'exactitude des résultats.

5.12 Estimation du facteur de rayonnement — Mesures au laboratoire

Depuis le début du projet dSEABel, plusieurs méthodes détournées ont été utilisées afin d'estimer le facteur de rayonnement de la coque du GTX. Cette section présente le résultat d'une méthode plus rigoureuse, mais qui laisse encore place à amélioration.

5.12.1 Montage

Le calcul du facteur de rayonnement nécessite deux paramètres:

- a) la puissance rayonnée;
- b) la vitesse quadratique moyenne.

Dans le cas présent, une excitation par pot vibrant a été utilisée. Le pot était lié au boulon #4 de la turbine et alimenté par un signal pseudo-aléatoire. Avec ce type d'excitation, les vitesses quadratiques de 13 sections référencées à la force injectée ont été mesurées. Ces treize sections couvrent toute la carrosserie. Les résultats de la section précédente ont été utilisés. Par la suite une mesure d'intensité référencée à la force a également été mesurée sur trois surfaces imaginaires (voir Figure 5.34). Le facteur de rayonnement a été calculé par la suite avec la relation classique suivante :

$$\sigma = \frac{W}{\rho c S \langle V^2 \rangle}$$

où $W = \text{Puissance rayonnée (Watt)}$

$\rho = \text{Densité (kg/m}^3\text{)}$

$c = \text{Célérité dans l'air (m/s)}$

$S = \text{Surface (m}^2\text{)}$

$\langle V^2 \rangle = \text{Vitesse quadratique (m/s)}^2$

Il est important de mentionner que toutes les mesures acoustiques faites au laboratoire ont été réalisées avec un baffle installé sous le joint coque-carrosserie. Ce baffle avait pour fonction de limiter le bruit provenant du dessous de la coque et du rayonnement de la turbine. De plus, un panneau vertical était placé à l'arrière du Sea-Doo pour éliminer le

bruit provenant du pot vibrant. Le Sea-Doo était supporté par un chariot formé de deux poutres venant s'appuyer longitudinalement sur la coque. La figure 5.43 montre bien le montage utilisé.

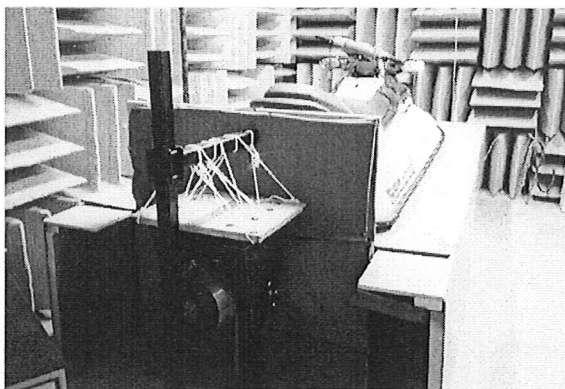


Figure 5.43 : Montage utilisé lors des mesures acoustiques au laboratoire.

5.12.2 Résultats : Facteur de rayonnement GTX visco

La figure suivante montre le facteur de rayonnement global pour la carrosserie.

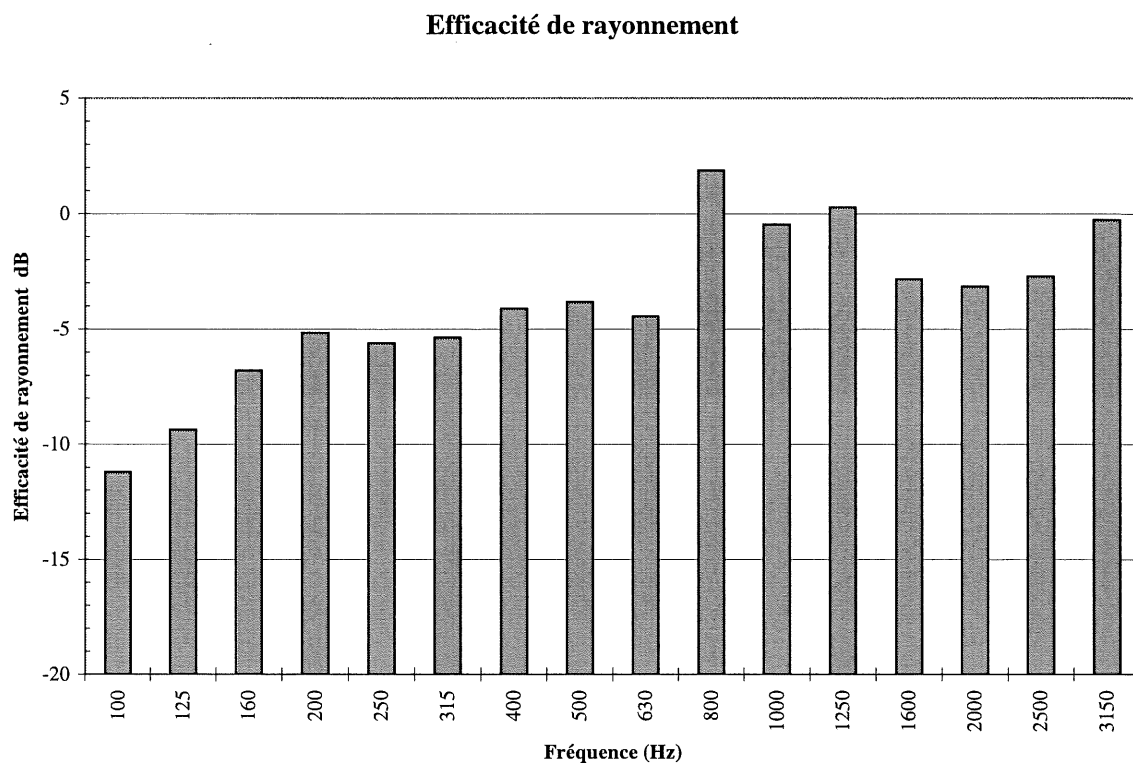


Figure 5.44 : Facteur de rayonnement estimé à partir de la puissance rayonnée et de la vitesse quadratique référencées à la force injectée, mesures au laboratoire, GTX 96 visco.

5.12.3 Analyse

➤ **Tendances classiques pour un facteur de rayonnement**

Le facteur de rayonnement estimé suit très bien les tendances classiques. On remarque une augmentation progressive pour finalement atteindre une valeur maximale vers la fréquence critique. Cette valeur atteinte vers 800 Hz semble être obtenue tôt dans le spectre, puisque si on prend une épaisseur moyenne de 7 mm pour la carrosserie, la fréquence critique calculée est d'environ de 3600 Hz. Deux scénarios sont possibles pour expliquer ce résultat :

a) Une erreur de mesure

Certaines surfaces, par exemple le siège, ont été incluses dans la mesure d'intensité, mais sur laquelle aucune mesure de vibration n'a été réalisée. Si le siège laisse passer une part importante de l'énergie acoustique, la puissance rayonnée sera surestimée, d'où un facteur de rayonnement plus élevé. Dans ce cas, le maximum suivant est atteint à 3150 Hz.

b) Fréquence critique plus basse que prévue

Le nombre important d'angles et de changements de section ferait de sorte que l'épaisseur apparente ou la rigidité globale de la carrosserie serait beaucoup plus importante, abaissant ainsi la fréquence critique obtenue.

➤ **Niveaux généralement cohérents**

Les niveaux sont également d'un ordre de grandeur habituellement rencontré. Cependant, les valeurs en basses fréquences semblent être plus élevées qu'à la normale pour une structure ayant cette rigidité de flexion.

5.12.4 Résultats : Facteur de rayonnement du GTX standard

La figure suivante présente l'efficacité de rayonnement global pour la carrosserie du GTX standard.

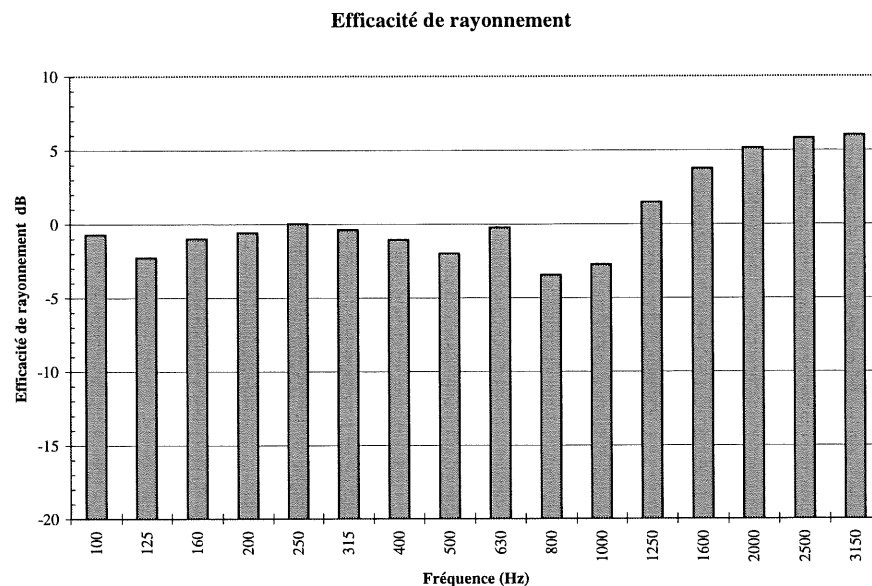


Figure 5.45 : Facteur de rayonnement estimé à partir de la puissance rayonnée et de la vitesse quadratique référencées à la force injectée, mesures au laboratoire, GTX 96 standard

➤ Niveaux trop élevés

Les niveaux présentés dans le graphique de l'efficacité de rayonnement sont trop élevés. En effet en basses fréquences, ils devraient être de l'ordre de -10 dB au maximum alors qu'on est tout près de zéro. De plus, en hautes fréquences la courbe devrait atteindre un maximum près de 1, ce qui n'est pas le cas.

➤ Erreur de manipulation

De tels résultats proviennent assurément de problèmes de mesures de la puissance rayonnée au laboratoire. L'hypothèse soulevée est que la puissance rayonnée ne devait pas se démarquer suffisamment du bruit de fond pour réaliser des mesures précises. La différence entre l'intensité et la pression, c'est-à-dire la qualité, aurait confirmée ou infirmée cette hypothèse. Cependant, cette quantité n'a pas été conservée lors des mesures.

5.13 Perte par insertion

5.13.1 Définition

La perte par insertion (IL) est définie comme le rapport, en décibel, entre la puissance rayonnée (Lw_2) par une cavité excitée par une source acoustique à l'intérieur et la puissance rayonnée de la même source émettant en champ libre (Lw_1).

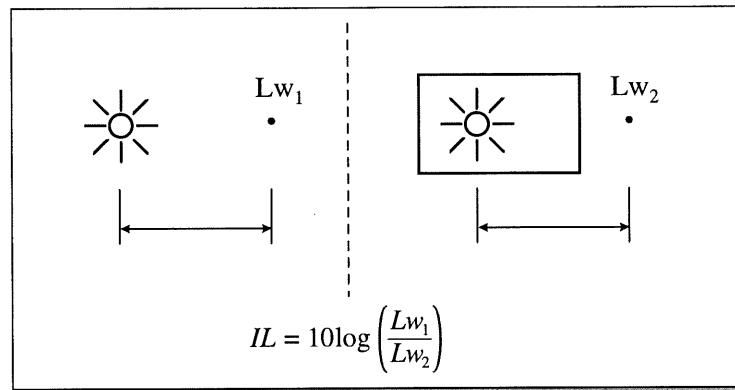


Figure 5.46 : Définition de la perte par insertion

5.13.2 Montage

La perte par insertion a été mesurée en trois étapes:

1. Un spectre de pression pris à l'intérieur de la coque d'un GTX 96 en marche sur le lac a été enregistré sur un DAT. Cet enregistrement a été transmis à deux haut-parleurs installés à l'intérieur de la coque dont toutes les fuites avaient été colmatées. Par la suite, une mesure d'intensimétrie (Li) a été réalisée sur trois faces imaginaires englobant la carrosserie du Sea-Doo. Ces surfaces sont les mêmes que celles utilisées en bassin (voir Figure 5.34). Cette mesure a été réalisée avec un baffle installé sous le joint coque-carrosserie comme illustré à la Figure 5.43. À partir de la relation suivante, il est possible de calculer la puissance rayonnée par la carrosserie (Lw_2):

$$Lw_2 = Li + 10 \log \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad \text{avec} \quad S_0 = 1 \text{ m}^2$$

$S = \text{Surface balayée (m}^2\text{)}$

2. Les haut-parleurs ont ensuite été placés dans un parallélépipède de fil de fer englobant les haut-parleurs. Le même signal que précédemment a été envoyé aux haut-parleurs. Une mesure d'intensité sur chaque face du parallélépipède a été prise, ce qui a permis de calculer la puissance totale induite (L_{W_I}).
3. La différence entre les deux puissances globales donne la perte par insertion de la coque.

5.13.3 Résultats : Perte par insertion acoustique de la carrosserie du GTX 96

La Figure 5.47 illustrent la perte par insertion en bandes fines et en tiers d'octave de la carrosserie. Ce graphique présente également la comparaison entre le véhicule visco et standard.

5.13.4 Analyse

Les graphiques suivants permettent de tirer les conclusions suivantes :

➤ **Tendances et niveaux habituels**

Les courbes de perte par insertion suivent les tendances classiques, soit une croissance régulière en fonction de la fréquence, gouvernée par la masse totale de la structure, et puis un plafonnement vers les hautes fréquences. Le pic vers 600 Hz semble élevé, mais aucune explication valable n'est présentement disponible.

➤ **Perte par insertion légèrement inférieure pour le GTX visco**

La représentation en bandes fines montre très peu de différence entre les deux courbes de perte par insertion. Par contre, un fois ces résultats convertis en tiers d'octave, on constate que la perte par transmission est légèrement inférieure pour le GTX visco. Le viscoélastique devrait combler les creux de la perte par insertion provoqués par les modes exactement comme dans le cas de la perte par transmission d'une plaque. La carrosserie ne possède cependant pas un comportement modal très élevé. De plus, il a été démontré qu'une excitation acoustique sollicite beaucoup moins de modes qu'une excitation mécanique. Il est donc cohérent que les résultats montrent que le visco participe très peu à augmenter la perte par

transmission de la carrosserie. Les différences viennent probablement de la variabilité entre les deux structures.

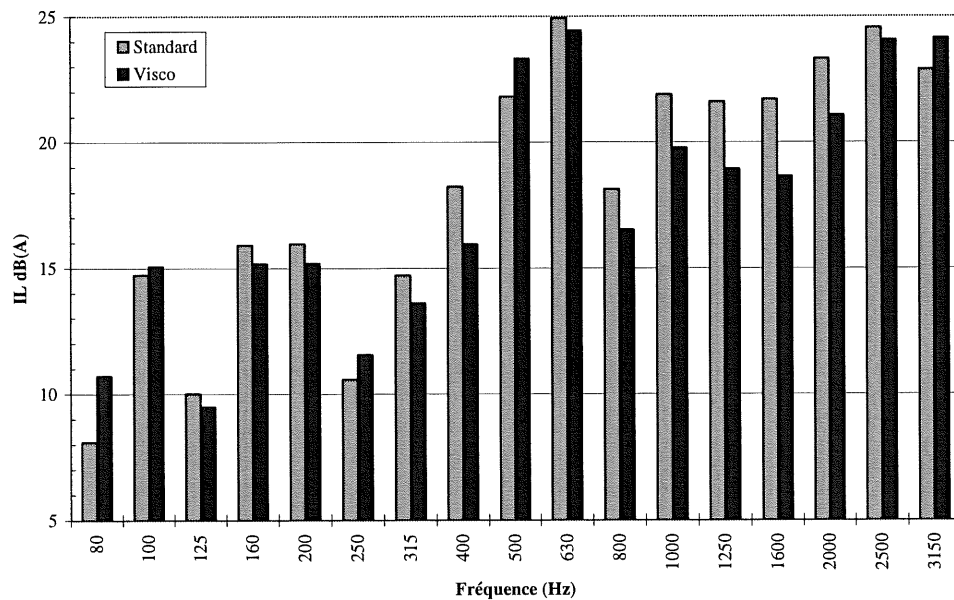
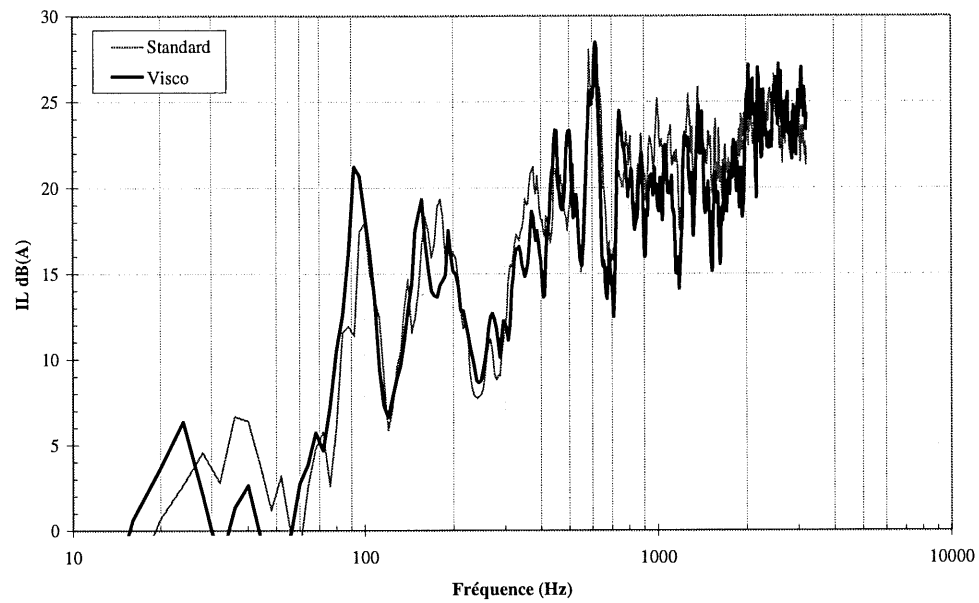


Figure 5.47 : Perte par insertion mesurée au laboratoire, GTX 96 standard et visco, bandes fines (en haut), tiers d'octave (en bas).

5.13.5 Synthèse à propos des mesures au laboratoire

Vitesse quadratique référéncée à la force	<ul style="list-style-type: none">• Efficacité plus élevée au laboratoire qu'en bassin• Résultats au laboratoire cohérents avec les résultats en bassin• Efficacité plus faible qu'attendue en hautes fréquences• Comportement modal de la carrosserie peu marqué• Conditions d'appuis négligeables sur la réponse vibratoire• Excellente répétabilité des résultats
Facteur de rayonnement	<ul style="list-style-type: none">• GTX visco :<ul style="list-style-type: none">- tendances classiques- niveaux du bon ordre de grandeur excepté en basses fréquences• GTX standard : - erreur de mesures
Perte par insertion	<ul style="list-style-type: none">• Tendances et niveaux habituels• Le GTX visco possède une perte par insertion légèrement inférieure au GTX standard

5.14 Conclusion

Une démarche structurée doit être suivie de façon systématique avant de tenter toute solution pour réduire le bruit d'une structure. Cette démarche inclut dans un premier temps la détermination des sources et leur hiérarchisation. Par la suite, comprendre le comportement des sources actives et la réponse vibroacoustique de la structure est essentiel. L'objectif de ce chapitre était de mener une étude détaillée sur ces deux derniers points. Il avait également pour but d'évaluer l'efficacité d'une solution pour réduire le bruit rayonné par la coque et la carrosserie. La solution proposée est d'augmenter l'amortissement interne de la fibre de verre/polyester en ayant recours à un matériau viscoélastique intégré au composite. Les mesures en bassin et au laboratoire mettent en évidence les aspects énumérés au tableau synthèse des deux pages suivantes.

Caractérisation des sources actives et variabilité	
Vitesse à la turbine	<ul style="list-style-type: none"> • Spectres de vitesse sont grosso modo les mêmes dans les trois directions. • Pics très pointus pour les 8 premières harmoniques. • Niveaux de vibration plus élevés aux points supérieurs (cohérent avec mesures d'impédances). • Composante axiale généralement dominante. • Contenu fréquentiel élevé en hautes fréquences.
Vitesse aux plots moteur	<ul style="list-style-type: none"> • Vitesse 10 dB(A) inférieur qu'à la turbine. • Spectres sont grosso modo les mêmes dans les trois directions. • Niveaux sensiblement identiques aux trois plots.
Pression acoustique à l'intérieur de la coque	<ul style="list-style-type: none"> • La pression acoustique autour du moteur est d'environ 120 à 122 dB(A). • Niveaux sensiblement constants autour du moteur. • Spectres montrent des niveaux importants en hautes fréquences.
Variabilité entre les véhicules	<ul style="list-style-type: none"> • Vitesse à la turbine du GTX visco environ 2.5 dB(A) supérieur au GTX standard. • Bande tiers d'octave peut varier jusqu'à 6 dB(A). • Vitesses aux plots du moteur à peu près identiques sur les deux véhicules. • Pression acoustique légèrement supérieure (≈ 2 dB(A)) pour le GTX visco.
Déformées en fonctionnement et cartographies vibratoires	
Sections les plus sollicitées	<ul style="list-style-type: none"> • Les sections 2 et 3 de la carrosserie (panneaux sous le siège et intérieur) se déforment et vibrent le plus. • Surfaces grandes et peu raidies.
Zone de forte déformation	<ul style="list-style-type: none"> • À l'intérieur d'une même section, les zones de fortes déformation se déplacent suivant la fréquence. • Pour atténuer les trois premiers pics (harm. de l'excitation) de larges bandes de viscoélastique pourraient être nécessaires

Efficacité du visco — Résultats au bassin	
Vitesse quadratique	<ul style="list-style-type: none"> • Efficacité notable du visco en hautes fréquences. • Sections non traitées sont peu influencées par celles qui contiennent du visco • Gain important à 400 Hz provient de la disparité des excitations • Les grands panneaux latéraux et intérieurs sont les sections les plus vibrantes • La carrosserie vibre de façon symétrique
Puissance rayonnée	<ul style="list-style-type: none"> • Diminution de la puissance rayonnée d'environ 2.5 dB(A) • Réduction qui couvrent une large bande de fréquences, de 300 Hz à 3000 Hz • Gain significatif sur les fréquences dominantes
Efficacité du visco — Résultats au laboratoire	
Vitesse quadratique référéncée à la force	<ul style="list-style-type: none"> • Efficacité plus élevée au laboratoire qu'en bassin • Résultats au laboratoire cohérents avec les résultats en bassin • Efficacité plus faible qu'attendue en hautes fréquences • Comportement modal de la carrosserie peu marqué • Conditions d'appuis négligeables sur la réponse vibratoire • Excellente répétabilité des résultats
Facteur de rayonnement	<ul style="list-style-type: none"> • GTX visco : - tendances classiques - niveaux du bon ordre de grandeur excepté en basses fréquences • GTX standard : - erreur de mesures
Perte par insertion	<ul style="list-style-type: none"> • Tendances et niveaux habituels • Le GTX visco possède une perte par insertion légèrement inférieure au GTX standard

CONCLUSION

Des motomarines discrètes : un argument de vente

Le projet dSEABel a vu le jour à la suite d'une entente établie entre le GAUS et Bombardier Division Sea-Doo/Ski-Doo de Valcourt. Bombardier a initié le projet en raison de plaintes de plus en plus fréquentes concernant le bruit généré par les motomarines et également par le venue éventuelle de normes sur le bruit. En plus de se conformer à ces normes, des véhicules plus silencieux seraient un point de vente assuré, ce qui propulserait inévitablement la compagnie Bombardier en tête de liste des constructeurs de motomarines. Etant conscient de cette opportunité, Bombardier a donc lancé ce projet en janvier 1995.

dSEABel : un défi technologique et scientifique

Le projet dSEABel est un des plus importants défis que le GAUS a dû relever jusqu'à maintenant. Des objectifs élevés et des contraintes techniques serrées en font un projet où l'innovation et la collaboration entre les divers groupes impliqués se situent au premier plan. Le bruit émis par une motomarine est très complexe à analyser en raison des nombreuses sources et de la géométrie particulière de la structure. Séparer les différentes sources pour les étudier individuellement est très difficile, puisqu'elles sont intimement reliées entre elles. Une démarche systématique devait être établie et bien coordonnée pour atteindre l'objectif visé par Bombardier, soit une réduction de 15 dB du bruit mécanique (excluant le bruit d'eau). Tout ceci en conservant les performances du véhicule dont sont friands les consommateurs de ces produits.

Objectif global et méthodologie

Dans le but de maximiser le rendement des efforts investis, divers groupes ont été formés avec des tâches bien spécifiques. Ce document présente la synthèse des efforts fournis par le groupe coque/carrosserie dans la deuxième phase du projet. Le projet de maîtrise, s'imbriquant dans le projet dSEABel, consistait essentiellement à développer et concevoir des structures multicouches à haut pouvoir amortissant en vue de l'insonorisation des motomarines. Une démarche structurée comportant les éléments suivants a été utilisée :

- Développer un code permettant de simuler la perte par transmission d'une paroi infinie dans le but de comprendre les grandes tendances de la perte par transmission.
- Caractériser le matériau composite formant la coque et la carrosserie des motomarines à partir d'une méthode fondée sur la réponse vibratoire d'une plaque sur appuis simples.
- Evaluer l'effet de l'ajout d'un matériau viscoélastique à l'intérieur de plaques de fibre de verre/polyester.
- Quantifier et analyser l'efficacité d'un viscoélastique incorporé à la coque et à la carrosserie d'une motomarine.
- Caractériser les sources actives d'une motomarine par des mesures vibratoires et acoustiques.
- Evaluer la variabilité qui existe entre deux véhicules.

La transparence d'une paroi infinie : bien plus qu'un cas académique

La première contribution à l'atteinte de l'objectif du projet de maîtrise a été de développer un code permettant de simuler la perte par transmission de parois infinies. Les parois simples et doubles, avec ou sans matériau absorbant, excitées par une onde plane quelconque ont été modélisées. L'excitation par champ diffus, qui présente un cas plus réaliste, est également incluse dans ce modèle. La comparaison avec des résultats expérimentaux pour chaque type de paroi a permis de démontrer, sans équivoque, la pertinence et l'utilité de ce modèle. La similitude entre les résultats expérimentaux et théoriques est très bonne pour un modèle si peu sophistiqué. Par sa simplicité, il permet de bien comprendre les principaux phénomènes de la perte par transmission en moyennes et hautes fréquences. Les grands principes de base peuvent être extrapolés aux coques/carrosseries de motomarines.

Le composite fibre de verre/polyester : un matériau isotrope !

Procéder à la caractérisation du matériau composite formant la coque et la carrosserie était une étape logique dans la démarche pour réduire le bruit rayonné. Les approches vibratoires sont les plus précises pour la caractérisation des matériaux. L'indicateur utilisé dans notre cas est la vitesse quadratique d'une plaque sur appuis simples. Par une méthode itérative, il a été possible de faire coïncider les vitesses quadratiques théoriques et expérimentale. Les résultats ont montré que la fibre de verre/polyester se comporte globalement comme un matériau isotrope. Cette conclusion est très importante, puisque la modélisation de ce type de matériau est nettement plus simple qu'un matériau présentant un comportement fortement orthotrope ou anisotrope.

Intégrer le visco au composite : un concept original et innovateur

Bien que les courbes de vitesses quadratiques expérimentales de plaques de fibre de verre/polyester montrent des modes amortis en hautes fréquences, il était raisonnable d'évaluer la possibilité d'augmenter l'amortissement de ce matériau. Dans cette optique, l'ajout de matériaux viscoélastiques à la fibre de verre/polyester a été analysé expérimentalement et théoriquement. Le visco a été intégré directement entre deux couches de matériaux composites pendant le procédé de fabrication des échantillons. Cette méthode a été préconisée au traitement avec couche contraignante d'acier ou d'aluminium, car il présente plusieurs avantages. Ce nouveau concept, qui pourrait déboucher sur une première au plan industriel, possède les avantages remarquables suivants :

- **Addition de poids minimum**, le poids supplémentaire provient seulement du poids du viscoélastique qui est très mince et léger contrairement à l'autre configuration qui nécessite une couche contraignante d'aluminium ou d'acier.
- **Intégré au procédé**, l'intégration du visco lors du procédé de fabrication ne requiert pas d'équipement sophistiqué et s'imbrique facilement au procédé actuellement utilisé.
- **Esthétique**, solution non apparente ce qui n'ajoute aucune contrainte pour le design des coques et carrosseries.
- **Efficacité maximale**, le visco est utilisé dans une configuration présentant une efficacité maximale puisqu'il est intégré entre deux couches de raideur équivalente.
- **Coût minimum**, la configuration choisie implique le coût du visco et de la main d'oeuvre qui est beaucoup plus faible que la configuration avec couche contraignante qui nécessite le coût du visco + couche contraignante + main d'oeuvre pour application à posteriori.

Efficacité du visco sur une plaque = 10 dB

Les expérimentations sur des plaques rectangulaires ont mis en évidence que le viscoélastique est une excellente solution pour augmenter l'amortissement du matériau composite. Une diminution du niveau vibratoire de près de 10 dB est observée. L'efficacité est notable sur tout le spectre et même en basses fréquences. Le spectre de vitesse quadratique présente des modes totalement amortis sur la plage de 0 à 3200 Hz.

Interaction néfaste entre le visco et la résine

Les résultats ont également montré qu'une interaction se produit entre le visco et la résine lorsque le visco est en contact avec de la résine encore humide. Empêcher cette interaction de se produire est primordial, car une perte de 5 dB est notée si l'interaction est libre d'agir. Il sera essentiel d'identifier le type d'interaction (chimique, thermique) et d'évaluer les différentes possibilités pour contrer ce phénomène.

Efficacité du visco sur un véhicule ≈ 2.5 dB(A)

Les résultats prometteurs sur les plaques nous ont incités à expérimenter le viscoélastique sur un véhicule réel. Une coque et une carrosserie incorporant un visco (ISD-112 de 3M) ont été construites. Le matériau viscoélastique a été incorporé au composite pendant le procédé de fabrication de la coque et la carrosserie. Il est important de noter qu'aucune précaution n'a été prise pour éviter une interaction entre le visco et la résine. Nous avons donc utilisé le viscoélastique dans une configuration défavorable.

Les résultats au laboratoire en situation contrôlée et au bassin ont clairement démontré que le viscoélastique contribue efficacement à une diminution des niveaux vibratoires et acoustiques générés par le véhicule. L'efficacité du visco est approximativement de 2.5 dB(A) sur la puissance rayonnée lorsque le véhicule fonctionne à 6000 rpm en bassin. Cette tendance est très encourageante et une optimisation du traitement, tant au point de vu de ses propriétés que de sa position sur le véhicule, pourrait conduire à des résultats encore plus intéressants.

Caractérisation des sources actives : la turbine est l'élément dominant

Le moteur et la turbine sont les deux principales sources actives venant exciter mécaniquement et acoustiquement la coque et la carrosserie. Des mesures de vibration avec des accéléromètres triaxiaux sur les boulons de la turbine et près des supports moteurs côté coque ont permis de comprendre le comportement de ces deux sources d'excitation. Les points suivants sont à retenir :

- Les niveaux de vitesse mesurés à la turbine sont environ 10 dB supérieurs à ceux mesurés au moteur (sans système de découplage pour la turbine).
- Contenu fréquentiel important en hautes fréquences jusqu'à 4000 Hz pour la turbine.
- Les spectres sont grosso modo les mêmes dans les trois directions, ceci est noté pour la turbine et le moteur.
- Niveaux de vibration plus élevés aux boulons supérieurs de la turbine, ce qui est cohérent avec les mesures d'impédance aux points de fixation.

Variabilité entre les véhicules à considérer sérieusement

La fabrication d'une coque/carrosserie contenant du visco nous a contraint à utiliser deux véhicules afin d'établir un diagnostic sur l'efficacité du visco. Ceci nous a incité à analyser la variabilité éventuelle entre les véhicules. Celle-ci s'est avérée plus importante qu'anticipé. Entre deux véhicules, nous avons noté :

- une différence globale de vitesse à la turbine d'environ 2.5 dB(A) ;
- la représentation en tiers d'octave montre des variations pouvant atteindre jusqu'à 6 dB(A) ;
- la pression acoustique à l'intérieur de la coque supérieure de 2 dB(A) sur un véhicule.

Cette variabilité dans l'excitation, qui est également un problème soulevé chez les constructeurs automobiles, devra être considérée sérieusement lors de la validation de solutions. Ne pas prendre en considération cet aspect pourrait amener des conclusions erronées et guider les personnes concernées dans une mauvaise direction.

Finalement, la démarche et les travaux exposés dans ce document ont permis d'atteindre l'objectif global fixé initialement. Les travaux ont éclairci bien des interrogations et ont apporté des résultats riches en information qui seront grandement utiles pour la fin du projet dSEABel. Un projet qui est bien démarré et dont les progrès réalisés jusqu'à maintenant sont étonnants. Les succès connus par le prototype 1 en décembre 1996, qui regroupe plusieurs solutions sur un même véhicule, ont enchanté plusieurs dirigeants chez Bombardier. M. Alain Brunelle, vice-président de Bombardier, a entre autres affirmé que :

*« Le projet dSEABel est présentement en voie
d'amener la motomarine à un niveau supérieur. »*

Perspectives

Ce document a présenté les premiers travaux visant à débrouiller la question du bruit rayonné par la coque et la carrosserie. Cependant, beaucoup d'éléments, qui n'ont pas été abordés, permettraient de faire progresser le groupe coque/carrosserie et le projet dSEABel. Les aspects à approfondir ou les nouvelles avenues à explorer énumérées ci-dessous pourraient faire partie des prochaines démarches :

1. Construire une base de données exhaustive sur la perte par transmission de parois. Cet outil devrait inclure des résultats expérimentaux et théoriques. L'élaboration d'un outil convivial comblerait un besoin grandissant chez les industries.
2. Optimiser les propriétés du visco — module de Young, amortissement, épaisseur — pour maximiser l'amortissement du matériau tricouche.
3. Simuler et expérimenter l'ajout de raidisseurs sur la coque et la carrosserie.
4. La qualité acoustique, qui est maintenant un paramètre primordial dans la conception d'un produit, mériterait d'être prise en considération dans ce projet. Il ne s'agit plus de concevoir des appareils silencieux, mais confortables et agréables à utiliser.

ANNEXE A

Perte par transmission de parois infinies simples

□ Développement des équations

Les ondes incidentes, réfléchies et transmises sont considérées comme des ondes planes harmoniques de la forme:

$$P = A e^{-j(k_x x + k_y y + k_z z)} e^{j\omega t}$$

où A est l'amplitude de l'onde plane

k_i est la projection du nombre d'onde suivant la direction i

Milieu 1:

$$P_i = A_i e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y + k_{1z} z)} e^{j\omega t} \quad (\text{A - 1})$$

$$P_r = A_r e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y - k_{1z} z)} e^{j\omega t}$$

où P_i = Pression incidente

P_r = Pression réfléchie

La pression résultante vaut donc:

$$P_1 = e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y)} \left(A_i e^{-jk_{1z} z} + A_r e^{jk_{1z} z} \right) e^{j\omega t} \quad (\text{A - 2})$$

Milieu 2:

$$P_2 = A_t e^{-j(k_{2x} x + k_{2y} y + k_{2z} z)} e^{j\omega t} \quad (\text{A - 3})$$

Plaque :

La solution générale de l'équation de mouvement de la plaque est du type

$$w(x, y) = C e^{-j(k_x x + k_y y)} e^{j\omega t} \quad (\text{A - 4})$$

Si on introduit cette solution dans l'équation (3-2) on obtient :

$$\frac{\Delta P(x, y, 0)}{w(x, y)} = -\omega^2 \rho h + \rho I (k_x^2 + k_y^2) + I \left[C_{11} k_x^4 + 2(C_{12} + C_{33}) k_x^2 k_y^2 + C_{22} k_y^4 \right]$$

$$\text{où } \Delta P(x, y, 0) = P_1(x, y, 0) - P_2(x, y, 0)$$

Le terme de droite est appelé l'impédance mécanique de la plaque Z^s

$$Z^s = \frac{\Delta P(x, y, 0)}{w(x, y)} \quad (\text{A} - 5)$$

Avec ces relations, on se retrouve avec trois inconnus

A_i : Amplitude de l'onde incidente

A_r : Amplitude de l'onde transmise

C : Amplitude du déplacement de la plaque

□ Continuité des vitesses

En imposant la continuité des vitesses aux interfaces plaque-fluide, on obtient les deux premières équations servant à résoudre le système. Cette continuité implique que la vitesse du fluide dans la direction perpendiculaire à la plaque doit être égale à la vitesse de la plaque, et ce pour les deux milieux.

$$U_1(x, y, 0) = \dot{w}(x, y) \quad \text{et} \quad U_2(x, y, 0) = \dot{w}(x, y)$$

où U = Vitesse du fluide

\dot{w} = Dérivée de w , donc la vitesse de la plaque

Pour le fluide 1 et la plaque :

a) *Le fluide*

$$U_1(x, y, 0) = -\frac{1}{\rho_1} \int \left. \frac{\partial P_1}{\partial z} \right|_{z=0} dt$$

En remplaçant P_1 par l'équation (A - 2), on a :

$$U_1(x, y, 0) = -\frac{1}{\rho_1} \int e^{-j(k_{1x}x + k_{1y}y)} \left(-jk_{1z} A_i + jk_{1z} A_r \right) e^{j\omega t} dt$$

Résolvant l'intégrale, on obtient:

$$U_1(x, y, 0) = \frac{k_{1z}}{\rho_1 \omega} \left[e^{-j(k_{1x}x + k_{1y}y)} (A_i - A_r) e^{j\omega t} \right]$$

Les constantes de propagation pour le fluide 1 peuvent être exprimées comme suit:

$$k_{1x} = k_1 \sin \theta_1 \cos \phi_1$$

$$k_{1y} = k_1 \sin \theta_1 \sin \phi_1$$

$$k_{1z} = k_1 \cos \theta_1$$

l'expression de la vitesse pour le fluide 1 est donc :

$$U_1(x, y, 0) = \frac{k_1 \cos \theta_1}{\rho_1 \omega} \left[e^{-j(k_{1x}x + k_{1y}y)} (A_i - A_r) e^{j\omega t} \right]$$

b) La plaque

La vitesse de la plaque est décrite par l'expression suivante :

$$\dot{w}(x, y) = j\omega C e^{-j(k_x x + k_y y)} e^{j\omega t}$$

En remplaçant les deux termes de la continuité des vitesses, on retrouve :

$$\frac{k_1 \cos \theta_1}{\rho_1 \omega} \left[e^{-j(k_{1x}x + k_{1y}y)} (A_i - A_r) e^{j\omega t} \right] = j\omega C e^{-j(k_x x + k_y y)} e^{j\omega t}$$

Pour que cette relation soit valable pour tout x et y , il faut que $k_{1x} = k_x$ et $k_{1y} = k_y$

$$U_1(x, y, 0) = \dot{w}(x, y) \frac{k_1 \cos \theta_1}{\rho_1 \omega} (A_i - A_r) = j\omega C$$

$$-jk_1 \cos \theta_1 (A_i - A_r) = \omega^2 \rho_1 C \quad (\text{A - 6})$$

Pour le fluide 2 et la plaque

Le même cheminement peut être effectué pour le fluide 2

$$U_2(x, y, 0) = A_i \frac{k_{2z}}{\omega \rho_2} e^{-j(k_{2x}x + k_{2y}y)} e^{j\omega t}$$

En imposant la continuité des vitesses entre le fluide 2 et la plaque, on a :

$$U_2(x, y, 0) = \dot{w}(x, y)$$

$$A_i \frac{k_{2z}}{\omega \rho_2} e^{-j(k_{2x}x + k_{2y}y)} e^{j\omega t} = j\omega C e^{-j(k_x x + k_y y)} e^{j\omega t}$$

Pour que cette relation soit valable pour tout x et y , il faut que $k_{2x} = k_x$ et $k_{2y} = k_y$, d'où

$$-jA_i k_{2z} = \rho_2 \omega^2 C \quad (\text{A - 7})$$

Il est possible d'écrire plusieurs relations entre les constantes de propagation

$$\begin{aligned}
k_{2x} &= k_2 \sin\theta_2 \cos\theta_2 = k_{1x} = k_1 \sin\theta_1 \cos\phi_1 = k_x \\
k_{2y} &= k_2 \sin\theta_2 \sin\phi_2 = k_{1y} = k_1 \sin\theta_1 \sin\phi_1 = k_y \\
k_{2z} &= k_2 \cos\theta_2
\end{aligned}$$

En considérant que la composante dans le plan x - y demeure inchangée

$$\phi_1 = \phi_2$$

On a donc

$$\begin{aligned}
k_{2x} &= k_{1x} \\
k_2 \sin\theta_2 &= k_1 \sin\theta_1 \\
\frac{\sin\theta_2}{c_2} &= \frac{\sin\theta_1}{c_1}
\end{aligned}$$

Alors pour la composante k_{2z} on aura:

$$\begin{aligned}
k_{2z} &= k_2 \cos\theta_2 \\
&= k_2 \left[1 - \sin^2\theta_2 \right]^{1/2} \\
&= k_2 \left[1 - \frac{c_2^2}{c_1^2} \sin^2\theta_1 \right]^{1/2} \\
&= \left[k_2^2 - k_1^2 \sin^2\theta_1 \right]^{1/2}
\end{aligned}$$

En remplaçant cette relation dans l'équation (A - 7), on obtient

$$-jA_t \left[k_2^2 - k_1^2 \sin^2\theta_1 \right]^{1/2} = \omega^2 \rho_2 C \quad (\text{A} - 8)$$

L'expression de l'impédance mécanique (A - 5) apporte la 3^e relation permettant de résoudre le système à trois inconnus.

$$Z^s = \frac{\Delta P(x, y, 0)}{w(x, y)}$$

$$Z^s C e^{-j(k_x x + k_y y)} e^{j\omega t} = e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y)} (A_i + A_r) e^{j\omega t} - A_t e^{-j(k_{2x} x + k_{2y} y)} e^{j\omega t}$$

étant donné que

$$\begin{aligned}
k_{2x} &= k_{1x} = k_x \\
k_{2y} &= k_{1y} = k_y
\end{aligned}$$

On trouve donc la troisième relation

$$Z^s C = A_i + A_r - A_t \quad (\text{A} - 9)$$

Les trois inconnus peuvent maintenant être exprimés en fonction de l'amplitude incidente A_i .

De l'équation (A - 6), on obtient :

$$A_r = A_i - j\omega \frac{\rho_1 c_1}{\cos\theta_1} C \quad (\text{A - 10})$$

De l'équation (A - 7), on retrouve :

$$A_t = \frac{j\omega \rho_2 c_2 k_2 C}{[k_2^2 - k_1^2 \sin^2\theta_1]^{1/2}} \quad (\text{A - 11})$$

Si on reporte les équations (A - 10) et (A - 11) dans l'équation (A - 9), on retrouve:

$$Z^s C = A_i + A_i + \frac{\omega^2 \rho_1 C}{jk_1 \cos\theta_1} - \frac{j\omega^2 \rho_2 C}{[k_2^2 - k_1^2 \sin^2\theta_1]^{1/2}}$$

$$C \cdot \left[Z^s + \frac{j\omega^2 \rho_1}{k_1 \cos\theta_1} + j \frac{\omega^2 \rho_2}{[k_2^2 - k_1^2 \sin^2\theta_1]^{1/2}} \right] = 2 \cdot A_i$$

avec $k = \frac{\omega}{c}$, on a:

$$C = \frac{2 A_i}{Z^s + j\omega \left[\frac{\rho_1 c_1}{\cos\theta_1} + \frac{\rho_2 c_2}{[k_2^2 - k_1^2 \sin^2\theta_1]^{1/2}} \right]}$$

On définit deux impédances équivalentes soit:

1- Impédance équivalente du milieu émetteur Ze_1

$$Ze_1 = \frac{\rho_1 c_1}{\cos\theta_1} \quad (\text{A - 12})$$

2- Impédance équivalente du milieu récepteur Ze_2

$$Ze_2 = \rho_2 c_2 \frac{k_2}{[k_2^2 - k_1^2 \sin^2\theta_1]^{1/2}} \quad (\text{A - 13})$$

Donc,

$$C = \frac{2 A_i}{Z^s + j\omega [Ze_1 + Ze_2]} \quad (\text{A - 14})$$

□ Expression des puissances

La puissance acoustique est définie par :

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s P \cdot U^* ds \right\}$$

$$\text{où} \begin{cases} U = \text{vitesse (m/s)} \\ U^* = \text{le conjugué de } U \\ P = \text{pression (Pa)} \\ \operatorname{Re}\{ \} = \text{partie réelle} \end{cases}$$

Pour la puissance incidente, on a :

$$\begin{aligned} W_i &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s P_i(x, y, 0) \cdot U_i^*(x, y, 0) ds \right\} \\ &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s P_i(x, y, 0) \cdot \left(\frac{-1}{j\omega\rho} \frac{\partial P_i(x, y, 0)}{\partial z} \right)^* ds \right\} \end{aligned}$$

En remplaçant P_i par la relation (A - 1)

$$\begin{aligned} W_i &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s A_i^2 \frac{k_{1z}}{\omega\rho_1} ds \right\} \\ &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s A_i^2 \frac{\cos\theta_1}{\rho_1 c_1} S ds \right\} \\ &= \frac{1}{2} \frac{A_i^2 S}{Ze_1} \end{aligned}$$

Pour la puissance transmise, on utilise les relations (A - 3) et (A - 4) :

$$\begin{aligned} W_t &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s P_2(x, y, 0) \cdot \left(\dot{w}(x, y) \right)^* ds \right\} \\ &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_s -j\omega C^* A_t ds \right\} \end{aligned}$$

Si on remplace A_t par l'expression (A - 11), on obtient :

$$W_t = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \omega^2 \rho_2 c_2 \frac{k_2}{(k_2^2 - k_1^2 \sin^2 \theta_1)^{1/2}} C C^* S \right\}$$

Avec le résultat trouvé précédemment pour C, on a:

$$W_t = 2\omega^2 \rho_2 c_2 A_i^2 \text{Re} \left\{ \frac{k_2}{(k_2^2 - k_1^2 \sin^2 \theta_1)^{1/2}} \right\} \frac{S}{|Z^s + j\omega(Ze_1 + Ze_2)|^2} \quad (\text{A - 15})$$

Alors la transparence acoustique sera donnée par :

$$\tau = \frac{\omega^2 \rho_1 c_1 \rho_2 c_2}{\cos \theta_1} \text{Re} \left\{ \frac{k_2}{(k_2^2 - k_1^2 \sin^2 \theta_1)^{1/2}} \right\} \frac{4}{|Z^s + j\omega(Ze_1 + Ze_2)|^2} \quad (\text{A - 16})$$

ANNEXE B

Perte par transmission de parois infinies doubles

□ Développement des équations

Les pressions des ondes incidentes, réfléchies et transmises sont considérées comme des ondes planes harmoniques de la forme:

$$P = A e^{-j(k_x x + k_y y + k_z z)} e^{j\omega t}$$

où A est l'amplitude de l'onde plane

k_i est la projection du nombre d'onde suivant la direction i

Milieu 1:

$$P_i = A_i e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y + k_{1z} z)} e^{j\omega t}$$

$$P_r = A_r e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y - k_{1z} z)} e^{j\omega t}$$

où P_i = Pression incidente

P_r = Pression réfléchie

La pression résultante vaut donc:

$$P_1 = e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y)} \left(A_i e^{-jk_{1z} z} + A_r e^{jk_{1z} z} \right) e^{j\omega t} \quad (\text{B - 1})$$

Milieu 2:

$$P_2 = e^{-j(k_{2x} x + k_{2y} y)} \left(A_{2i} e^{-jk_{2z} z} + A_{2r} e^{jk_{2z} z} \right) e^{j\omega t} \quad (\text{B - 2})$$

Milieu 3:

$$P_3 = A_3 e^{-j(k_{3x} x + k_{3y} y + k_{3z}(z-e))} e^{j\omega t} \quad (\text{B - 3})$$

Plaque 1:

$$w_I(x, y) = C_I e^{-j(k_x x + k_y y)} e^{j\omega t} \quad (\text{B - 4})$$

Plaque 2:

$$w_{II}(x, y) = C_{II} e^{-j(k'_x x + k'_y y)} e^{j\omega t}$$

□ Continuité des vitesses

Dans tous les développements à venir, la dépendance temporelle sera omise afin d'alléger la notation.

Continuité des vitesses entre le milieu 1 et la plaque I

$$\begin{aligned}\frac{\partial P_1(x,y,0)}{\partial z} &= e^{-j(k_{1x}x+k_{1y}y)} \left(-jk_{1z}A_{1i}e^{-jk_{1z}z} + jk_{1z}A_{1r}e^{jk_{1z}z} \right) \Big|_{z=0} \\ &= e^{-j(k_{1x}x+k_{1y}y)} \left(-jk_{1z}A_{1i} + jk_{1z}A_{1r} \right) \\ &= jk_{1z}e^{-j(k_{1x}x+k_{1y}y)} (-A_{1i} + A_{1r})\end{aligned}$$

La vitesse du fluide 1 à $z = 0$ doit être égale à la vitesse de la plaque 1 :

$$\begin{aligned}\text{et} \quad \frac{\partial P_1(x,y,0)}{\partial z} &= \omega^2 \rho_1 w_l(x,y) \\ -jk_{1z}e^{-j(k_{1x}x+k_{1y}y)} (-A_{1i} + A_{1r}) &= \omega^2 \rho_1 C_I e^{-j(k_{1x}x+k_{1y}y)}\end{aligned} \quad (\text{B - 5})$$

Pour que cette égalité existe pour tout x et y , il faut que :

$$\begin{aligned}k_x &= k_{1x} = k_1 \sin \theta_1 \cos \phi_1 \\ k_y &= k_{1y} = k_1 \sin \theta_1 \sin \phi_1 \\ k_{1z} &= k_1 \cos \theta_1\end{aligned}$$

et dans ce cas,

$$\begin{aligned}jk_{1z}(-A_{1i} + A_{1r}) &= \omega^2 \rho_1 C_I \\ jk_1 \cos \theta_1 (-A_{1i} + A_{1r}) &= \omega^2 \rho_1 C_I \\ jk_1 \cos \theta_1 A_{1i} &= -\omega^2 \rho_1 C_I + jk_1 \cos \theta_1 A_{1r}\end{aligned} \quad (\text{B - 6})$$

Continuité des vitesses entre le milieu 2 et la plaque I

$$\begin{aligned}\frac{\partial P_2(x,y,0)}{\partial z} &= e^{-j(k_{2x}x+k_{2y}y)} \left(-jk_{2z}A_{2i}e^{-jk_{2z}z} + jk_{2z}A_{2r}e^{jk_{2z}z} \right) \Big|_{z=0} \\ &= e^{-j(k_{2x}x+k_{2y}y)} \left(-jk_{2z}A_{2i} + jk_{2z}A_{2r} \right) \\ &= e^{-j(k_{2x}x+k_{2y}y)} jk_{2z} (-A_{2i} + A_{2r})\end{aligned}$$

La vitesse du fluide 2 à $z = 0$ doit être égale à la vitesse de la plaque 1:

$$\frac{\partial P_2(x, y, 0)}{\partial z} = \omega^2 \rho_2 w_I(x, y)$$

en remplaçant P_2 et w_I par leur expression respective

$$e^{-j(k_{2x}x + k_{2y}y)} jk_{2z}(-A_{2i} + A_{2r}) = \omega^2 \rho_2 C_I e^{-j(k_x x + k_y y)}$$

Pour que cette égalité existe pour tout x et y , il faut que :

$$k_{2x} = k_x = k_1 \sin \theta_1 \cos \phi_1$$

$$k_{2y} = k_y = k_1 \sin \theta_1 \sin \phi_1$$

$$k_{2z} = k_2 \cos \theta_2$$

et dans ce cas,

$$jk_{2z}(-A_{2i} + A_{2r}) = \omega^2 \rho_2 C_I$$

$$-jk_{2z}A_{2i} + jk_{2z}A_{2r} - \omega^2 \rho_2 C_I = 0 \quad (\text{B - 7})$$

Continuité des vitesses entre le milieu 2 et la plaque II

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_2(x, y, e)}{\partial z} &= e^{-j(k_{2x}x + k_{2y}y)} \left(-jk_{2z}A_{2i}e^{-jk_{2z}e} + jk_{2z}A_{2r}e^{jk_{2z}e} \right) \Big|_{z=e} \\ &= e^{-j(k_{2x}x + k_{2y}y)} \left(-jk_{2z}A_{2i}e^{-jk_{2z}e} + jk_{2z}A_{2r}e^{jk_{2z}e} \right) \end{aligned}$$

La vitesse du fluide 2 à $z = e$ doit être égale à la vitesse de la plaque 2:

$$\frac{\partial P_2(x, y, e)}{\partial z} = \omega^2 \rho_2 w_{II}(x, y)$$

en remplaçant P_2 et w_{II} par leur expression respectives

$$e^{-j(k_{2x}x + k_{2y}y)} \left(-jk_{2z}A_{2i}e^{-jk_{2z}e} + jk_{2z}A_{2r}e^{jk_{2z}e} \right) = \omega^2 \rho_2 C_{II} e^{-j(k'_x x + k'_y y)}$$

Pour que cette égalité existe pour tout x et y , il faut que :

$$k'_x = k_{2x} = k_1 \sin \theta_1 \cos \phi_1$$

$$k'_y = k_{2y} = k_1 \sin \theta_1 \sin \phi_1$$

et dans ce cas,

$$-jk_{2z}A_{2i}e^{-jk_{2z}e} + jk_{2z}A_{2r}e^{jk_{2z}e} - \omega^2\rho_2C_{II} = 0 \quad (\text{B - 8})$$

Continuité des accélérations entre le milieu 3 et la plaque II

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_3(x,y,e)}{\partial z} &= -jk_{3z}A_3e^{-j(k_{3x}x + k_{3y}y + k_{3z}(z-e))} \Big|_{z=e} \\ &= -jk_{3z}A_3e^{-j(k_{3x}x + k_{3y}y)} \end{aligned}$$

La vitesse du fluide 3 à $z = e$ doit être égale à la vitesse de la plaque 2:

$$\frac{\partial P_3(x,y,e)}{\partial z} = \omega^2\rho_3w_{II}(x,y)$$

en remplaçant P_3 et w_{II} par leurs expressions respectives

$$-jk_{3z}A_3e^{-j(k_{3x}x + k_{3y}y)} = \omega^2\rho_3C_{II}e^{-j(k'_xx + k'_yy)}$$

Pour que cette égalité existe pour tout x et y , il faut que :

$$\begin{aligned} k_{3x} &= k'_x = k_1\sin\theta_1\cos\phi_1 \\ k_{3y} &= k'_y = k_1\sin\theta_1\sin\phi_1 \end{aligned}$$

et dans ce cas,

$$-jk_{3z}A_3 - \omega^2\rho_3C_{II} = 0 \quad (\text{B - 9})$$

□ Équations de mouvement des plaques

Il faut maintenant satisfaire les équations de mouvement des deux plaques

Pour la première plaque:

$$-\omega^2\rho_I h_I w_I + I_I \left[C_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(C_{12} + 2C_{33}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + C_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right] = P_1(x,y,0) - P_2(x,y,0)$$

Si on introduit la solution générale dans cette équation, on retrouve :

$$\left\{ -\omega^2 \rho_I h_I + I_I \left[C_{11} k_x^4 + 2(C_{12} + 2C_{33}) k_x^2 k_y^2 + C_{22} k_y^4 \right] \right\} w_I(x, y) = P_1(x, y, 0) - P_2(x, y, 0)$$

Le terme entre parenthèses sera nommé Z_I^s

$$Z_I^s w_I(x, y) = P_1(x, y, 0) - P_2(x, y, 0)$$

$$Z_I^s \left[C_I e^{-j(k_x x + k_y y)} \right] = e^{-j(k_{1x} x + k_{1y} y)} (A_{1i} + A_{1r}) - e^{-j(k_{2x} x + k_{2y} y)} (A_{2i} + A_{2r})$$

Étant donné que

$$\begin{aligned} k_x &= k_{1x} = k_{2x} \\ k_y &= k_{1y} = k_{2y} \end{aligned}$$

on a :

$$-A_{1i} = -Z_I^s C_I + A_{1r} - A_{2i} - A_{2r} \quad (\text{B} - 10)$$

Pour la deuxième plaque :

$$Z_{II}^s w_{II}(x, y) = P_2(x, y, e) - P_3(x, y, e)$$

$$Z_{II}^s C_{II} e^{-j(k_x x + k_y y)} = e^{-j(k_{2x} x + k_{2y} y)} (A_{2i} e^{-jk'_{2z} e} + A_{2r} e^{jk'_{2z} e}) - A_3 e^{-j(k_{3x} x + k_{3y} y)}$$

Étant donné que

$$\begin{aligned} k'_x &= k_{2x} = k_{3x} \\ k'_y &= k_{2y} = k_{3y} \end{aligned}$$

on a :

$$A_{2i} e^{-jk_{2z} e} + A_{2r} e^{jk_{2z} e} - Z_{II}^s C_{II} - A_3 = 0 \quad (\text{B} - 11)$$

Les équations (B - 6) à (B - 11) forment donc le système d'équations suivant:

$$\begin{bmatrix} jk_1 \cos \theta_1 & -\omega^2 \rho_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\omega^2 \rho_2 & -jk_{2z} & jk_{2z} & 0 & 0 \\ 1 & -Z_I^s & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e^{-jk_{2z} e} & e^{jk_{2z} e} & -Z_{II}^s & -1 \\ 0 & 0 & -jk_{2z} e^{-jk_{2z} e} & jk_{2z} e^{jk_{2z} e} & -\omega^2 \rho_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega^2 \rho_3 & -jk_{3z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{1r} \\ C_I \\ A_{2i} \\ A_{2r} \\ C_{II} \\ A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} jk_1 \cos \theta_1 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

□ Résolution du système d'équations

Les étapes suivantes permettent de résoudre ce système de 6 équations à 6 inconnus.

La première équation du système donne :

$$jk_1 \cos \theta_1 A_{1r} - \omega^2 \rho_1 C_I = jk_1 \cos \theta_1$$

$$A_{1r} = 1 + \frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} C_I \quad (\text{B} - 12)$$

La sixième équation du système donne

$$A_3 = \frac{j\rho_3 \omega^2}{k_{3z}} C_{II} \quad (\text{B} - 13)$$

La deuxième équation du système donne :

$$-A_{2i} + A_{2r} = \frac{\omega^2 \rho_2 C_I}{jk_{2z}} \quad (\text{B} - 14)$$

de la troisième équation du système et de l'équation (B - 12)

$$A_{1r} - Z_I^s C_I - A_{2i} - A_{2r} = -1$$

$$1 + \frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} C_I - Z_I^s C_I - A_{2i} - A_{2r} = -1$$

$$A_{2i} + A_{2r} = 2 + \left(\frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} - Z_I^s \right) C_I \quad (\text{B} - 15)$$

de la quatrième équation du système et de l'équation (B - 13)

$$A_{2i} e^{-jk_{2z}e} + A_{2r} e^{jk_{2z}e} = Z_{II}^s C_{II} + A_3$$

$$A_{2i} e^{-jk_{2z}e} + A_{2r} e^{jk_{2z}e} = Z_{II}^s C_{II} + \frac{j\rho_3 \omega^2}{k_{3z}} C_{II}$$

$$A_{2i} e^{-jk_{2z}e} + A_{2r} e^{jk_{2z}e} = \left(Z_{II}^s + \frac{j\rho_3 \omega^2}{k_{3z}} \right) C_{II} \quad (\text{B} - 16)$$

de la cinquième équation du système:

$$-A_{2i} e^{-jk_{2z}e} + A_{2r} e^{jk_{2z}e} = \frac{\omega^2 \rho_2 C_{II}}{jk_{2z}} \quad (\text{B} - 17)$$

$$(B - 14) + (B - 15) \quad 2A_{2r} = \frac{\omega^2 \rho_2 C_I}{jk_{2z}} + 2 + \left(\frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} - Z_I^s \right) C_I$$

$$2A_{2r} = 2 + \left(\frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} + \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} - Z_I^s \right) C_I \quad (B - 18)$$

$$(B - 16) + (B - 17) \quad 2A_{2e} e^{jk_{2z}e} = \left(Z_{II}^s + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} + \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} - \right) C_{II} \quad (B - 19)$$

$$(B - 15) - (B - 14) \quad 2A_{2i} = 2 + \left(\frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} - Z_I^s - \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} \right) C_I \quad (B - 20)$$

$$(B - 16) - (B - 17) \quad 2A_{2i} e^{-jk_{2z}e} = \left(Z_{II}^s + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} - \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} \right) C_{II} \quad (B - 21)$$

$$(B - 19) - e^{-jk_{2z}e} (B - 18) = 0$$

$$0 = 2 + \left(\frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} + \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} - Z_I^s \right) C_I - e^{-jk_{2z}e} \left(Z_{II}^s + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} + \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} \right) C_{II}$$

$$(B - 20) - e^{jk_{2z}e} (B - 21) = 0$$

$$0 = 2 + \left(\frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} - Z_I^s - \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} \right) C_I - e^{jk_{2z}e} \left(Z_{II}^s + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} - \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} \right) C_{II} \quad (B - 23)$$

$$(B - 22) - (B - 23)$$

$$0 = \frac{2\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} C_I + \left[jZ_{II}^s \left(\frac{e^{jk_{2z}e} - e^{-jk_{2z}e}}{j} \right) + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} (e^{jk_{2z}e} - e^{-jk_{2z}e}) + \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} (-e^{-jk_{2z}e} - e^{jk_{2z}e}) \right] C_{II}$$

avec $\sin \alpha = \frac{e^{i\alpha} - e^{-i\alpha}}{2i}$ et $\cos \alpha = \frac{e^{i\alpha} + e^{-i\alpha}}{2}$ on a:

$$0 = \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} C_I + \left[jZ_{II}^s \sin(k_{2z}e) - \frac{\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} \sin(k_{2z}e) - \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} \cos(k_{2z}e) \right] C_{II} \quad (B - 24)$$

(B - 22) + (B - 23)

$$\begin{aligned}
 0 &= 4 + \left(\frac{2\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} - 2Z_I^s \right) C_I + \left[Z_{II}^s \left(-e^{-jk_{2z}e} - e^{jk_{2z}e} \right) + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} \left(-e^{-jk_{2z}e} - e^{jk_{2z}e} \right) + \frac{\omega^2 \rho_2}{jk_{2z}} \left(-e^{-jk_{2z}e} + e^{jk_{2z}e} \right) \right] C_{II} \\
 0 &= 4 + 2 \left(\frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} - Z_I^s \right) C_I + \left[-2 Z_{II}^s \cos(k_{2z}e) - \frac{2j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} \cos(k_{2z}e) + \frac{2\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \sin(k_{2z}e) \right] C_{II} \\
 2 &= \left(Z_I^s - \frac{\omega^2 \rho_1}{jk_1 \cos \theta_1} \right) C_I + \left[Z_{II}^s \cos(k_{2z}e) + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} \cos(k_{2z}e) - \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \sin(k_{2z}e) \right] C_{II} \quad (B - 25)
 \end{aligned}$$

(B - 25) + (B - 24) $j \cot(k_{2z}e)$

$$\begin{aligned}
 2 &= \underbrace{\left[Z_I^s + \frac{j\omega^2 \rho_1}{k_1 \cos \theta_1} + \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \cot(k_{2z}e) \right]}_{Z_{I-I}} C_I - \underbrace{\left[\frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \frac{1}{\sin(k_{2z}e)} \right]}_{Z_{I-II}} C_{II} \\
 2 &= Z_{I-I} C_I - Z_{I-II} C_{II} \quad (B - 26)
 \end{aligned}$$

(B - 24) $\times j \frac{-1}{\sin(k_{2z}e)}$

$$\begin{aligned}
 0 &= \underbrace{\left[\frac{-\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \frac{1}{\sin(k_{2z}e)} \right]}_{-Z_{I-II}} C_I + \underbrace{\left[Z_{II}^s + \frac{j\omega^2 \rho_3}{k_{3z}} + \frac{\omega^2 \rho_2}{k_{2z}} \cot(k_{2z}e) \right]}_{Z_{II-II}} C_{II} \\
 0 &= -Z_{I-II} C_I + Z_{II-II} C_{II} \quad (B - 27)
 \end{aligned}$$

On a donc réduit le système de 6 équations à 6 inconnus à un système 2×2 .

$$\begin{bmatrix} Z_{I-I} & -Z_{I-II} \\ -Z_{I-II} & Z_{II-II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_I \\ C_{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Si on résout ce système , on obtient:

$$C_I = \frac{2 Z_{II-II}}{Z_{I-I} Z_{II-II} - Z_{I-II}^2} \quad (B - 28)$$

$$C_{II} = \frac{2 Z_{I-II}}{Z_{I-I} Z_{II-II} - Z_{I-II}^2} \quad (B - 29)$$

□ Expression des puissances

La perte par transmission est exprimée de la façon suivante :

$$TL = 10 \log \left(\frac{W_i}{W_t} \right)$$

Où la puissance incidente a la même expression que dans le cas de la paroi simple, soit:

$$W_i = \frac{1}{2} \frac{\cos \theta_1}{\rho_1 c_1} S$$

En ce qui concerne la puissance transmise, elle est définie comme suit :

$$W_t = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \int_s P_3(x, y, e) \cdot \left(\dot{w}_{II}(x, y) \right)^* ds \right\}$$

$$W_t = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \int_s A_3 e^{-j(k_1 \sin \theta_1 \cos \phi_1 x + k_1 \sin \theta_1 \sin \phi_1 y)} \times \left(-j\omega C_{II}^* e^{j(k_1 \sin \theta_1 \cos \phi_1 x + k_1 \sin \theta_1 \sin \phi_1 y)} \right) ds \right\}$$

$$W_t = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \int_s -A_3 j\omega C_{II}^* ds \right\}$$

$$W_t = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ -A_3 j\omega C_{II}^* S \right\}$$

$$\text{avec } A_3 = \frac{-\omega^2 \rho_3 C_{II}}{jk_{3z}} = \frac{-\omega^2 \rho_3 C_{II}}{jk_3 \cos \theta_3}$$

$$W_t = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \frac{\omega^2 c_3 \rho_3}{\cos \theta_3} |C_{II}|^2 S \right\}$$

Toutes les valeurs comprises dans les parenthèses sont réelles, alors

$$W_t = \frac{1}{2} \frac{\omega^2 c_3 \rho_3}{\cos \theta_3} |C_{II}|^2 S$$

On obtient pour la transparence

$$\tau = \frac{W_t}{W_i} = \omega^2 \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1} \frac{\rho_3 c_3}{\cos \theta_3} |C_{II}|^2$$

avec $\theta_3 = \sin^{-1} \left(\frac{c_3}{c_1} \sin \theta_1 \right)$ (analogue à Snell-Descartes)

La perte par transmission s'écrit donc pour une paroi double:

$$TL = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right) \text{ avec } \tau(\omega, \theta_1, \phi_1) = \omega^2 \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1} \frac{\rho_3 c_3}{\cos \theta_3} \frac{4 |Z_{I-II}|^2}{|Z_{I-I} Z_{II-II} - Z_{I-II}^2|^2}$$

ANNEXE C

Essais d'impacts et visualisation des modes de la plaque

□ Essais d'impacts

Cette manipulation consiste à donner un impact sur la plaque à l'aide d'un marteau muni d'un capteur de force. Cet impact est donné à un endroit quelconque en essayant d'éviter les lignes nodales. Les vibrations de la plaque sont enregistrées par l'entremise d'un accéléromètre placé également à un endroit quelconque. Une fonction de transfert est alors calculée entre la force injectée et le déplacement mesuré. Cet essai est réalisé à plusieurs endroits sur la plaque dans le but d'exciter tous les modes.

Un exemple de fonction de transfert est donné à la figure suivante. On note très bien les pics qui correspondent aux modes propres de la plaque. Le TABLEAU C- 1 permet de comparer les fréquences propres (f_{mn}) obtenues par la vitesse quadratique à celles obtenues par essai d'impacts.

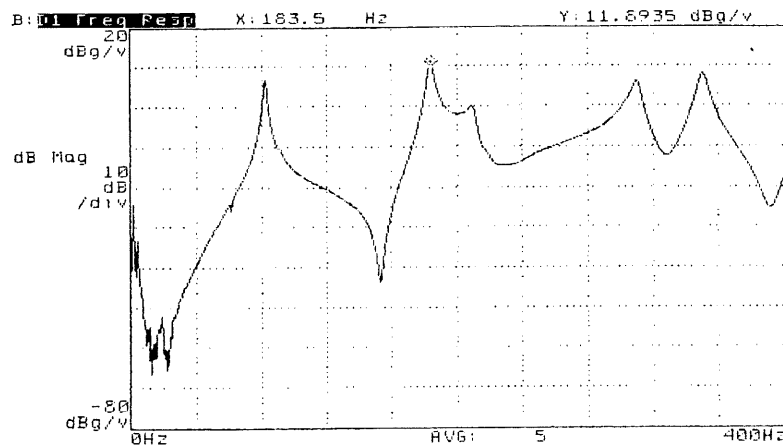


Figure C- 1 : Exemple de fonction de transfert obtenue lors d'un essai d'impact sur une plaque de fibre de verre/polyester sur appuis simples. Dimensions: 48 cm x 42 cm x 6.86 mm.

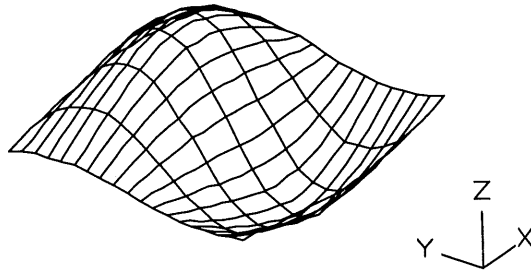
TABLEAU C- 1 : COMPARAISON DES CINQ PREMIÈRES FRÉQUENCES PROPRES OBTENUES PAR ESSAIS D'IMPACTS ET PAR LA VITESSE QUADRATIQUE.

f_{mn} via impacts (Hz)	f_{mn} via vitesse quadratique (Hz)
80.5	81.0
183.0	183.0
210.0	212.0
310.0	314.0
350.0	350.0

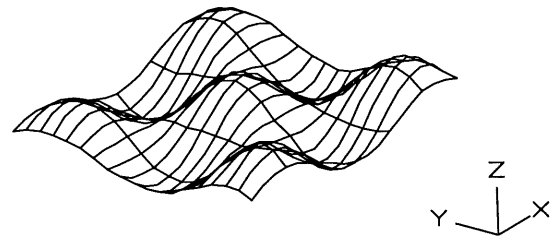
Les essais d'impacts ont été faits sur une plage de 0 à 400 Hz dans le but de comparer la position des premiers modes. Comme ils sont aux mêmes endroits, il est tout à fait acceptable de faire l'hypothèse que les modes suivants sont aux bonnes fréquences, puisque une méthode identique a été utilisée pour toute la plage de fréquence testée.

□ Déformées des modes

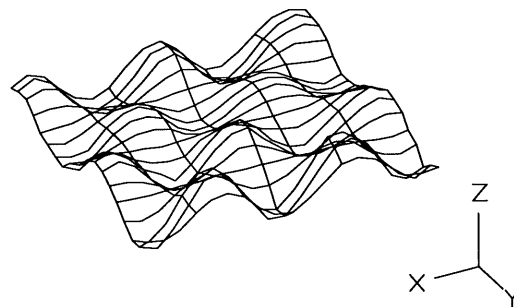
Observer la déformée des modes procure également un excellent moyen de vérifier la qualité des mesures. Les figures suivantes présentent les déformées de quelques modes propres de la plaque obtenue par le logiciel *Star System*.



Mode (1,2) 212 Hz



Mode (3,3) 692 Hz



Mode (5,4) 1530 Hz

Figure C- 2 : Déformées typiques de la plaque de fibre de verre/polyester sur appuis simples

Ces représentations graphiques nous permettent d'affirmer qu'en général, les déformées sont très bien définies pour une plaque non uniforme et non homogène. Les essais d'impacts et la visualisation des déformées ont permis de s'assurer de la qualité des mesures.

ANNEXE D

Propriétés physiques et mécaniques du DYAD 606 et du ISD-112

TABEAU D - 1 :CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DU DYAD 606 ET DU ISD-112

Matériaux	Epaisseur (mm)	Densité (kg/m ³)	Coefficient de Poisson
DYAD 606	0.508	1680	0.3
ISD-112	0.254	1015	0.3

TABEAU D - 2 :PROPRIETES MECANIKES DU DYAD 606 A 25°C

Fréquence (Hz)	Module de cisaillement (Pa)	Module de Young (Pa)	Amortissement
10	7.0×10^6	1.82×10^7	1.0
100	4.0×10^6	1.04×10^8	1.0
500	1.0×10^8	2.60×10^8	0.7
1000	1.5×10^8	3.90×10^8	0.5
2000	2.0×10^8	5.20×10^8	0.4
3000	2.5×10^8	6.50×10^8	0.35
4000	3.0×10^8	7.80×10^8	0.3
moyenne	1.44×10^8	3.89×10^8	0.6

TABEAU D - 3 : PROPRIETES MECANIKES DU ISD-112 A 25°C

Fréquence (Hz)	Module de cisaillement (Pa)	Module de Young (Pa)	Amortissement
10	2.8×10^5	7.28×10^5	0.9
100	9.0×10^5	2.34×10^6	1.0
500	2.0×10^6	5.20×10^6	1.0
1000	2.8×10^6	7.28×10^6	0.9
2000	3.8×10^6	9.88×10^6	0.8
3000	4.5×10^6	1.17×10^7	0.75
4000	5.3×10^6	1.38×10^7	0.7
moyenne	2.80×10^6	5.77×10^6	0.86

ANNEXE E

Recouvrement partiel — excitation mécanique

Effet du recouvrement partiel du ISD-112 sur les indicateurs vibroacoustiques d'une plaque sur appuis simples excitée par une force ponctuelle.

- Dimensions de la plaque : 48 cm × 42 cm × 6.86 mm
- Force ponctuelle à 8 cm × 7 cm d'un coin.

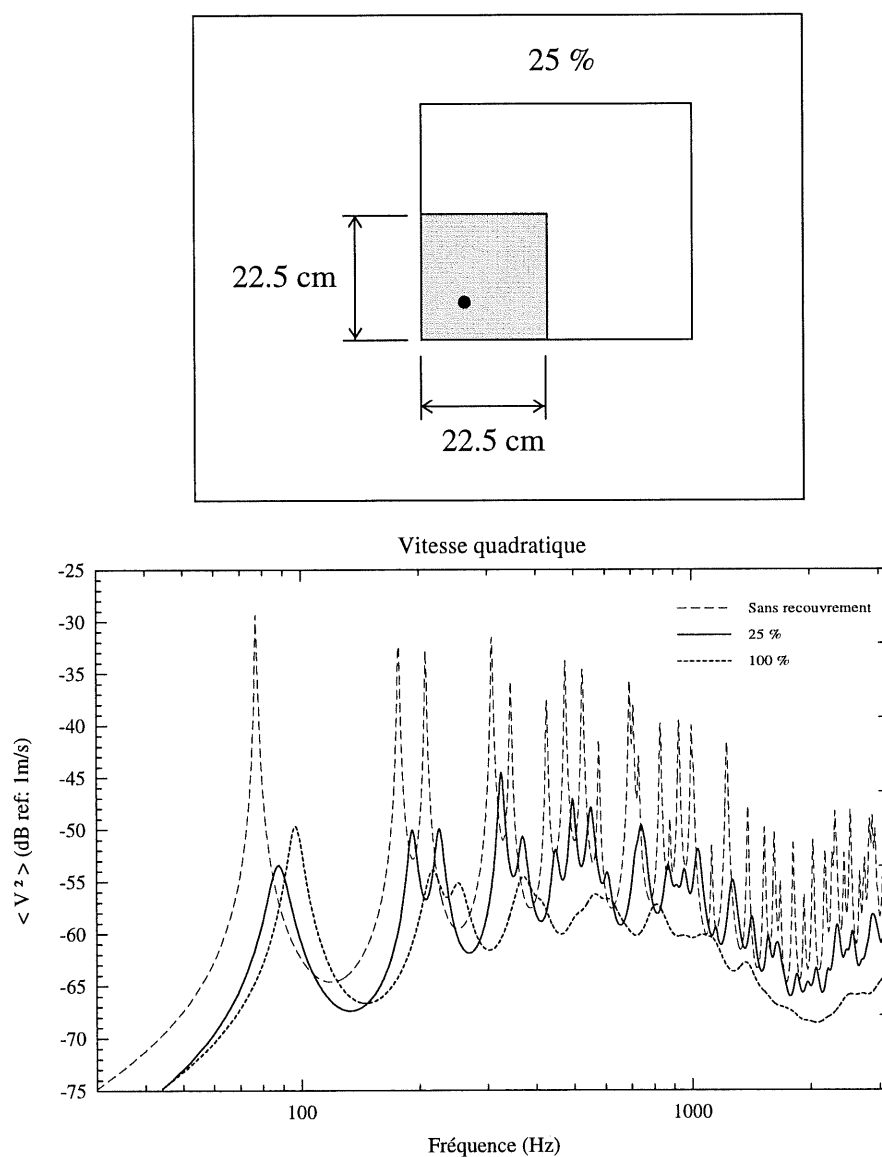


Figure E - 1 : Vitesse quadratique, excitation par une force ponctuelle

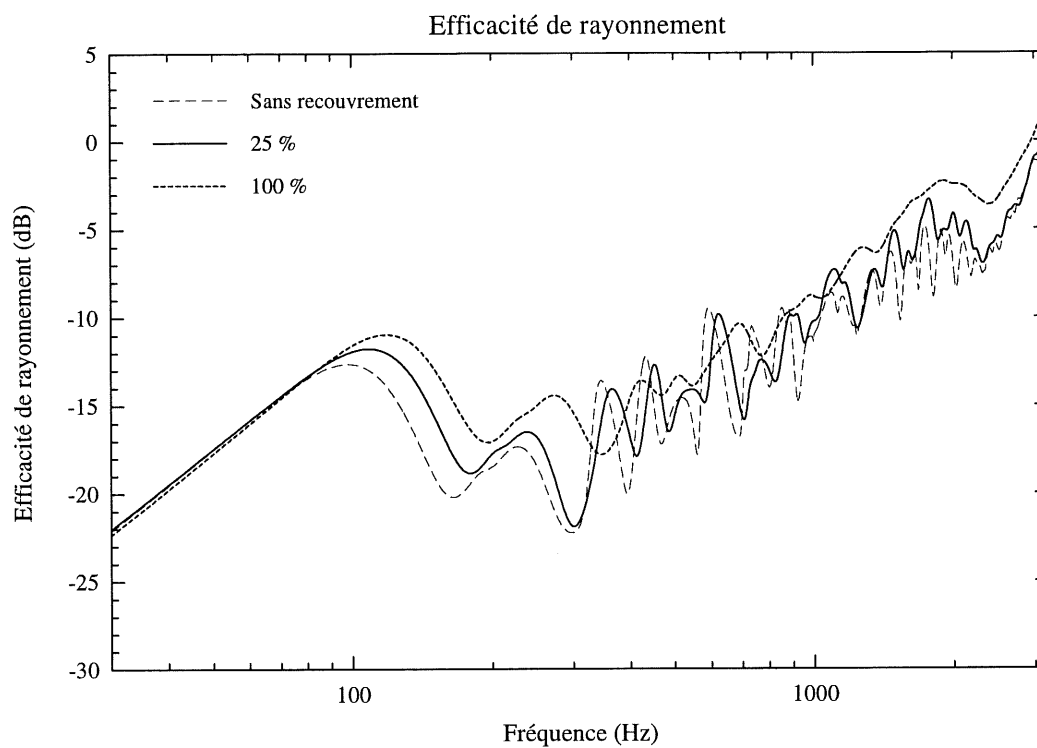


Figure E - 2 : Facteur de rayonnement, excitation par une force ponctuelle

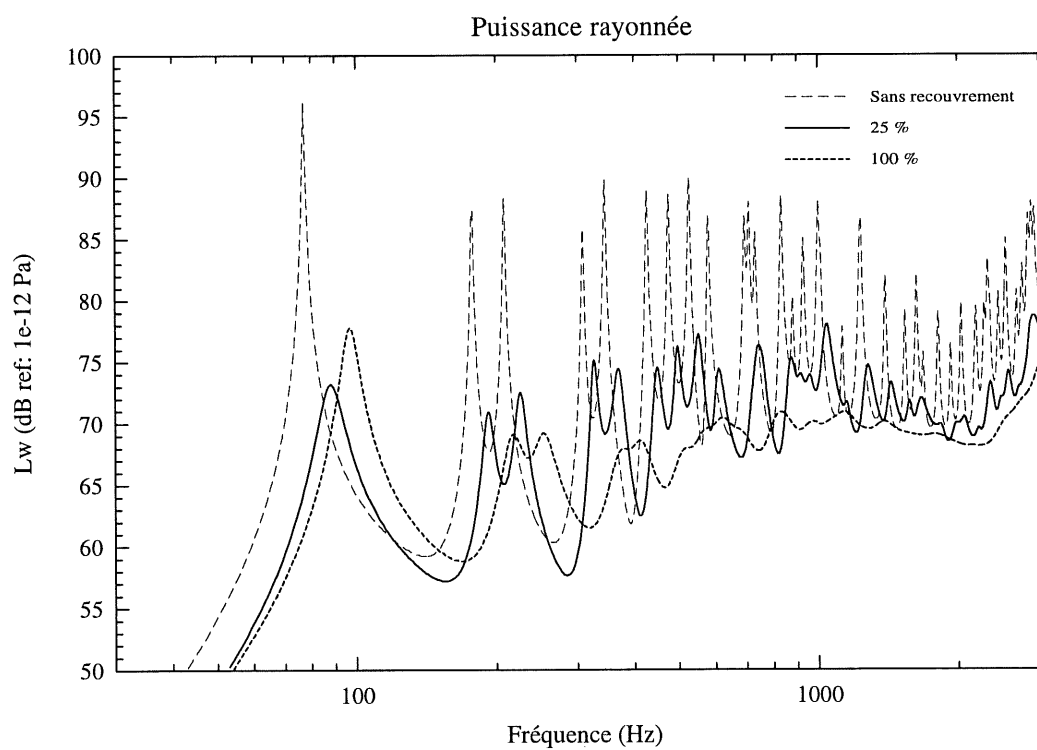


Figure E - 3 : Puissance rayonnée, excitation par une force ponctuelle

BIBLIOGRAPHIE

ACOUSTIQUE & TECHNIQUES (1995). - Trimestriel d'information des professionnels de l'acoustique, Paris, vol. 3, octobre 1995, p.34-35.

AÉROSPATIAL (1996) Communication privée avec M. Jean Nicolas.

AYORINDE, E.O. et R.F. GIBSON (avril 1995) « Improved Method for In-situ elastic constants of isotropic and orthotropic composite materials using plate modal data with trimodal and hexamodal Rayleigh formulations », Transaction of ASME, Journal of Vibration and Acoustics, vol. 117, p.180-186.

BERANEK, Léo L. (1988) Noise and Vibration Control, Cambridge, éd. rév., Institute of Noise Control Engineering, 672 p.

BERNHARD, R.J. (1996) « The limits of predictability due to manufacturing and environmentally induced uncertainty » Proceedings of Internoise 96, Internoise 1996, 25th Anniversary Congress-Liverpool, p.2867-2872.

BERRY, Alain (1990) Rayonnement acoustique des structures, notes de cours, Université de Sherbrooke, Faculté des sciences appliquées, Département de génie mécanique.

BOLTON, J.S. et N.-M. SHIAU (1989) *Random incidence transmission loss of lined finite double panel systems*, Paper AIAA 1048, 12th AM. Inst. Aero. Astro. Conf.

CHAMPOUX, Yvan (1979), Méthode d'ordinateur pour l'analyse expérimentale des vibrations via une excitation par impact, Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Département de génie mécanique, Québec, Canada, 200 p.

CHAMPOUX, Yvan (1995), Traitement et analyse fréquentiel des données expérimentales, notes de cours, Université de Sherbrooke, Faculté des sciences appliquées, Département de génie mécanique.

D.E.A. (1986) Perte par transmission de multicouches de dimensions infinies, Rapport D.E.A. rédigé à l'INSA de Lyon.

FAHY, F.H. (1995) Sound Intensity, Londres, 2^e éd., E & FN SPON, 295 p.

FOIN, Olivier (1995) Étude du comportement vibro-acoustique de plaques multicouches, Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Département de génie mécanique, Québec, Canada, 133 p.

- GAUS (avril 1995) « dSAEBel Progress report # 1 January to March 1995 », Groupe d'Acoustique et Vibrations de l'Université de Sherbrooke, Université de Sherbrooke, 32 p.
- GAUS (mai 1995) « dSAEBel Progress report # 2 April and May 1995 », Groupe d'Acoustique et Vibrations de l'Université de Sherbrooke, Université de Sherbrooke, 46 p.
- GAUS (septembre 1995) « dSAEBel Progress report # 3 June, July and August 1995 », Groupe d'Acoustique et Vibrations de l'Université de Sherbrooke, Université de Sherbrooke, 95 p.
- GAUS (décembre 1995) « dSAEBel Progress report # 4, Hierachy of the noise sources », Groupe d'Acoustique et Vibrations de l'Université de Sherbrooke, Université de Sherbrooke, 24 p.
- HANSEN, Colin H. (mars-avril 1993) « Sound transmission loss of corrugated panels », Noise control engineering journal, vol.40, no.2, p.187-197.
- KAFFEL, Hédi (1996) Étude expérimental du comportement vibratoire des structures rivetées, Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Département de génie mécanique, Québec, Canada, 156 p.
- KOVAL, Leslie R. (août 1983) « Field-incidence transmission of treated orthotropic and laminated composite panels », NASA TM 85680.
- KOYANO, Satoshi, et Kazumasa ITO (décembre 1993) « P.W.C. (Personal Watercraft) low noise research », Article de conférence, Small Engine Technology Conference, Pisa, Italie, p.883-891.
- LAPOINTE, R et L.CHENG (juin 1994) « Optimal passive control of vibrations for panel structures in aerospace application », Canadian Aeronautics and Space Journal, vol.40, no.2, p54-61.
- LARSEN, Holger (1980) « Power based measurements of sound insulation », Brüel & Kjær Technical Review, no.3, p3-20.
- LESUEUR, Claude et J.L. GUYADER (1988) Rayonnement acoustique des structures (chapitre 5), Eyrolles, Collection de la Direction des Études d'Électricité de France, 591p.
- MALHOTRA, S.K. *et al.* (1988) « Effect of fiber orientation and boundary conditions on the plate vibration behaviour of orthotropic square plate », Composite Structures, vol. 9, p. 247.
- MANTENA, P. Raju, Ronald F. Gibson et Shwillong J. HWANG (1989) « Optimal constrained viscoelastic tape lengths for maximizing damping in laminated composites », Proceedings of Damping '89m Wright-Paterson AFB, OH, Report WRDC-TR-89-3116-Vol-1, Sec. IA, Paper IAB, p.1-19.

- METCALF, Vern L. et Ferdinand W. GROSVELD (15-17 avril 1985) «Modal response and noise transmission of composite panels », AIAA Paper, No.85-0789-CP, SDM Conference, Orlando, FL, p. 617-627.
- METCALF, Vern L. et Ferdinand W. GROSVELD (16-19 avril 1985a) «Noise transmission characteristics of aircraft-type composite panels », SAE Technical Paper Series, General Aviation Aircraft Meeting and Exposition , Wichita, Kansas, 1985.
- MIKI, Y. (janvier 1990) « Acoustical properties of porous materials-Generalization of empirical models », Journal of the Acoustical Society of Japan, 11(1), p.25-28.
- MULHOLLAND, K. A., H.D. PARBROOKE et A. CUMMINGS (1967) «The transmission loss of double panels », Journal of Sound and Vibration, vol.6, no.3, p.324-334.
- NASHIF, Ahid D. (1983) « Control of noise and vibration with damping materials », Journal of Sound and Vibration, p.28-36.
- NELSON, Mark F. et Joseph A. WOLF, Jr. (1992), « A nondestructive technique for determining the elastic constants of advanced composites », Winter annual meeting of American Society of Mechanical Engineers, Vibro-Acoustic Characterization of Materials and Structures, Publication ASME, NCA-Vol.14, P.K. Rajum éditeur, p.227-233.
- NICOLAS, Jean (1986) Intensimétrie acoustique, notes de cours, Université de Sherbrooke, Faculté des sciences appliquées, Département de génie mécanique, 123 p.
- NICOLAS, Jean et G. LEMIRE (août 1985), « Precision of active sound intensity measurements in a progressive and non progressive field », J. Acoust. Soc. Am., 78 (2), p414-422.
- NICOLAS, Jean (1996). Theoretical and experimental vibroacoustical response simulation for coupled structures in order to design a noiseless personal watercraft, Université - Industrie : Collaborative R&D Grants, Demande de subvention au Conseil de recherche en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG).
- PANNETON, Raymond *et al.* (mars 1995) « A finite-element formulation for the vibroacoustic behaviour of double-plate structures with cavity absorption », Le Journal Aéronautique et Spatial du Canada, vol. 41, no. 1, p. 5-12.
- PARTHASARATHY, G., C.V.R. REDDY et N. GANESAN (1985) « Partial coverage of rectangular plates by unconstrained layer damping treatments », Journal of Sound and Vibration, vol. 102, no.2, p.203-216.
- PEREIRA, J. Micheal (1992) « Dynamic response of composite plates with interlaminar damping layers », Winter annual meeting of American Society of Mechanical Engineers, Vibro-Acoustic Characterization of Materials and Structures, Publication ASME, NCA-Vol.14, P.K. Rajum éditeur, p.51-56.

RENAULT (1993). « Cap sur le silence », Collection recherche et développement - N7, 31 p.

ROUSSOS, Louia A. *et al.* (juillet 1984) « Noise transmission characteristics of advanced composite structural materials », J. Aircraft, vol. 21, no.27, p. 528-535.

SARAVANOS, D.A. et J.M. PEREIRA (décembre 1992) « Effects of interply damping layers on the dynamic characteristics of composite plates », AIAA Journal, vol. 30, no. 12, p.2906-2913.

SARAVANOS, D.A. et J.M. PEREIRA (janvier 1995) « Dynamic characteristics of specialty composite structures with embedded damping layers », Journal of Vibration and Acoustics, vol.117, p.62-69.

SHRENK, W. (mai 1996) « Lärminderung an Bootsrümpfen — La réduction du bruit des bateaux » Projet de fin d'études, Université de Linz.

WOODCOCK, Roland et Jean NICOLAS (février 1995) « A generalized model for predicting the sound transmission properties of generally orthotropic plates with arbitrary boundary conditions », J. Acoust. Soc. Am., vol. 97, no. 2, p. 1099-1112.

XISHENG, CAO et C.H. KU (septembre 1987) « Prediction of damping in viscoelastically damped structures », The role of damping in vibration and noise control, Publication ASME DE-vol.5, L.Rogers and J.C. Simonis éditeurs, présenté à ASME 11th Biennial Conference on Vibration 27-30 septembre, Boston MA, p.19-24.

YANG, Jackson C.S., et C.Y. TSUI (9 décembre 1977) « Optimum design of structures of composite materials in response to aerodynamic noise and noise transmission », NASA CR 155332, 10 p.